



Tiago Espírito Santo Barreto

Licenciado em Ciências da Engenharia Mecânica

Desenvolvimento da instrumentação de um banco de ensaio de bombas

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Doutor Luís Miguel Chagas da Costa Gil, Professor
Auxiliar da Faculdade de Ciências e Tecnologias da
Universidade Nova de Lisboa

Júri

Presidente: Doutor Telmo Jorge Gomes dos Santos, Professor Auxiliar
da Faculdade de Ciências e Tecnologias da Universidade
Nova de Lisboa

Arguente: Doutor Daniel Cardoso Vaz, Professor Auxiliar da
Faculdade de Ciências e Tecnologias da Universidade Nova
de Lisboa

Vogal: Doutor Luís Miguel Chagas da Costa Gil, Professor
Auxiliar da Faculdade de Ciências e Tecnologias da
Universidade Nova de Lisboa



**FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA**

Setembro, 2017

Tiago Espírito Santo Barreto

Licenciado em Ciências da Engenharia Mecânica

**Desenvolvimento da instrumentação de
um banco de ensaio de bombas**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Doutor Luís Miguel Chagas da Costa Gil, Professor
Auxiliar da Faculdade de Ciências e Tecnologias da
Universidade Nova de Lisboa

Júri

Presidente:	Doutor Telmo Jorge Gomes dos Santos, Professor Auxiliar da Faculdade de Ciências e Tecnologias da Universidade Nova de Lisboa
Arguente:	Doutor Daniel Cardoso Vaz, Professor Auxiliar da Faculdade de Ciências e Tecnologias da Universidade Nova de Lisboa
Vogal:	Doutor Luís Miguel Chagas da Costa Gil, Professor Auxiliar da Faculdade de Ciências e Tecnologias da Universidade Nova de Lisboa

Setembro, 2017

Desenvolvimento da instrumentação de um banco de ensaio de bombas

Copyright © 2017 Tiago Espirito Santo Barreto

Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Aos meus pais

AGRADECIMENTOS

A realização deste trabalho não teria sido possível sem a contribuição de inúmeras pessoas às quais desejo agradecer:

Ao meu orientador, o Professor Luís Gil pela proposta desta dissertação. Por toda a ajuda neste trabalho, pela disponibilidade permanente, pela confiança, por todas as correções, sugestões e pelas palavras de motivação ao longo de todo este projeto.

Ao Professor Pedro Pereira, do Departamento de Engenharia Eletrotécnica, pela pronta disponibilidade em ajudar e por ceder um dos equipamentos fundamentais à realização dos ensaios experimentais.

Ao Professor António Mourão, por ter intercedido a meu favor na procura de um tema de dissertação.

Aos meus amigos Diogo, Paulo, João e Anayza que acompanharam de perto a realização deste trabalho, que ajudaram sempre com ideias e boa disposição mesmo nas fases mais difíceis.

Ao Gonçalo, ao António, ao Ricardo e ao Reinaldo que durante todos estes anos de faculdade me ajudaram a ultrapassar todas as adversidades.

Agradeço ainda aos meus amigos pela enorme paciência que tiveram durante este e outros períodos de maior complexidade.

À minha mãe e ao meu pai, por acreditarem sempre em mim, pelo carinho, pelo apoio incondicional durante todos estes anos e por fazerem de mim a pessoa que sou hoje. Obrigado por tudo.

RESUMO

À data de início deste trabalho, o Laboratório de Termodinâmica e Dinâmica de Fluidos do Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa, detinha um banco de ensaio de bombas que apresentava deficiências várias. O objetivo deste trabalho foi instrumentar este banco por forma a torna-lo apto para determinação das curvas características, tanto na vertente pedagógica como na industrial. A qualidade da montagem experimental foi testada realizando baterias de ensaios que permitiram obter as curvas $H(Q)$ e $\eta(Q)$ para uma larga banda de rotações.

Aplicando a técnica da análise dimensional os resultados foram adimensionalizados permitindo aferir da sua dependência com o número de Reynolds e identificar efeitos da cavitação.

Na sua versão inicial o banco dispunha de instrumentação clássica (manómetros de Bourdon e rotâmetros). Neste trabalho escolheram-se e implementaram-se transdutores de pressão piezo-resistivos, um caudalímetro magnético-indutivo e um tacómetro de efeito de Hall. Esta nova instrumentação é controlada através de uma placa *Arduino* que possibilita a visualização das variáveis através de um ecrã LCD. Desenvolveu-se de raiz um programa que permite a comunicação do *Arduino* com um computador e a aquisição dos sinais de pressão, caudal e de rotação.

Através dos ensaios realizados com a montagem experimental desenvolvida conclui-se que a bomba apresentava um funcionamento típico e detetou-se que a influência do número de Reynolds é mais proeminente nas curvas do tipo $\eta(Q)$ do que nas curvas $H(Q)$. A influência do número de Reynolds foi determinada para valores de rotação, abaixo de 2400 rpm nas curvas adimensionalizadas $cP(cQ)$, e para valores abaixo das 1800 rpm nas curvas $cH(cQ)$.

A nova instrumentação permitiu eliminar as limitações do banco de ensaios inicial permitindo a realização de ensaios mais precisos numa larga gama de caudais.

PALAVRAS CHAVE

Banco de ensaio de bombas

Curvas características de bombas

Arduino

Turbomáquinas

ABSTRACT

At the beginning of this work, the Laboratory of Thermodynamics and Fluid Dynamics at the Department of Mechanical and Industrial Engineering of the Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa, owned a pump performance test bed, that had several deficiencies. The objective of this work was to equip it, with instrumentation, to make it able to determine the pump performance (or characteristics) curves, both in the educational and industrial aspects.

The quality of the experimental set-up was tested by carrying out test cycles that allowed $H(Q)$ and $n(Q)$ curves to be obtained for a wide range of rotations.

By applying techniques of dimensional analysis, the results were adimensionalized, allowing the dependence of the Reynolds number to be measured, and detect effects of cavitation.

In its initial version, the test bed had classical instrumentation (Bourdon gauges and rotameters). In this work, piezoresistive pressure transducers, a magnetic-inductive flow meter and a Hall effect tachometer were chosen and implemented. This type of instrumentation is controlled through an Arduino board that allows for the variables to be displayed in a LCD screen. A program was developed so that the Arduino could communicate with a computer and acquire pressure, flow, and rotation signals.

It was concluded, throughout the pump performance tests, that the pump had a typical performance and it was found that the influence of the Reynolds number is more prominent in the $n(Q)$ curves than in the $H(Q)$ curves. The Reynolds number influence was determined for rotation values, below 2400 rpm in the dimensionless curves $cP(cQ)$, and for values below 1800 rpm in the $cH(cQ)$ curves.

The new instrumentations made it possible to eliminate the limitations of the pump test bed, allowing for more accurate tests to be performed over a wider range of flow rates.

KEYWORDS

Pump performance test bed

Pump characteristic curves

Arduino

Turbomachinery

ÍNDICE

AGRADECIMENTOS	vii
RESUMO.....	ix
ABSTRACT	xi
ÍNDICE.....	xiii
ÍNDICE DE FIGURAS	xv
ÍNDICE DE TABELAS	xvii
NOMENCLATURA.....	xix
Símbolos latinos	xix
Símbolos gregos	xx
Siglas.....	xxi
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Contexto	1
1.2. Motivação.....	1
1.3. Objetivos	2
1.4. Estrutura	2
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1. Generalidades sobre bombas dinâmicas rotativas	5
2.2. Caracterização de bombas	8
2.3. Associação de bombas	9
2.4. Análise dimensional e similaridade.....	13
2.4.1. Introdução.....	13
2.4.2. Teoria da Semelhança	14
2.4.2.1. Semelhança geométrica	14
2.4.2.2. Semelhança cinemática.....	15
2.4.2.3. Semelhança dinâmica	16

2.4.3.	Teorema de Buckingham	16
2.4.4.	Identificação das variáveis dimensionais	18
2.4.5.	Aplicação a uma turbomáquina.....	19
2.5.	Banco de ensaio de bombas.....	20
2.5.1.	Configuração e componentes	21
2.5.2.	Determinação das curvas características	22
3.	MONTAGEM EXPERIMENTAL E SEU MELHORAMENTO.....	25
3.1.	Montagem existente	25
3.2.	Alterações à montagem	26
3.2.1.	Transdutores de pressão	26
3.2.2.	Caudalímetro	28
3.2.3.	Tacómetro.....	29
3.2.4.	Medidor de potência.....	30
3.2.5.	Arduino	31
4.	DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DE CURVAS CARACTERÍSTICAS.....	41
4.1.	Procedimento experimental.....	41
4.2.	Determinação das curvas características	42
5.	CONCLUSÕES.....	49
5.1.	Conclusão	49
5.2.	Trabalhos Futuros.....	52
	BIBLIOGRAFIA	53
	ANEXOS	55
	ANEXO A.....	55
	ANEXO B	56

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1. Exemplos de bombas dinâmicas não rotativas: a-) Bomba de ejetor; b-) Bomba de golpe de ariete (adaptado) [15] e [16].	6
Figura 2-2. Classificação de bombas (adaptado)[2].	6
Figura 2-3. Esquema simplificado de uma bomba axial (adaptado) [17].	7
Figura 2-4. Bomba centrífuga [18].	8
Figura 2-5. Representação de n bombas em série.	9
Figura 2-6. Associação de duas bombas iguais em série [19].	10
Figura 2-7. Conjunto de n bombas em paralelo.	11
Figura 2-8. Associação de duas bombas iguais em paralelo [19].	12
Figura 2-9. Zona de instabilidade na associação de máquinas em paralelo.	13
Figura 2-10. Representação de duas bombas geometricamente semelhantes (adaptado) [20].	15
Figura 2-11. Triângulos de velocidades em máquinas geometricamente semelhantes.	16
Figura 2-12 - Esquema de um banco de ensaio de bombas	21
Figura 2-13 - Obtenção experimental da curva característica de uma bomba [21]	22
Figura 3-1 – Configuração inicial do banco de ensaios	25
Figura 3-2 - Transdutor de pressão montado em paralelo com o manómetro.	27
Figura 3-3. Componentes do sensor de pressão (adaptado) [22]	27
Figura 3-4 - Posição de montagem recomendada [10].	28
Figura 3-5 Instalação do caudalímetro.	29
Figura 3-6 Princípio de funcionamento de um sensor de efeito Hall [23].	29
Figura 3-7 Pormenor da instalação do tacómetro.	30
Figura 3-8. Esquema de ligação do Analisador de potência.	30
Figura 3-9. Sinal da pressão de aspiração com taxa de aquisição: a-) taxa de 200Hz; b-) taxa de 5Hz.	32
Figura 3-10. Sinal de pressão de aspiração com SMA a 100Hz	33
Figura 3-11 - Divisor de tensão utilizado na saída do caudalímetro.	33
Figura 3-12. Divisor de tensão e filtro passa baixo.	35
Figura 3-13. Sinal de saída do sensor Hall para uma rotação de 2400 rpm (40Hz).	35
Figura 3-14. a-) Protótipo final do controlador; b-) Pormenor do ecrã LCD.	37
Figura 3-15. Ilustração das ligações (versão final do protótipo).	37
Figura 3-16. Caixa para ligação dos caudalímetros.	38

Figura 3-17. Caixa de controlo dos diversos sensores..	39
Figura 4-1. Curvas características $H(Q)$	42
Figura 4-2. Curvas adimensionais $cH(cQ)$	43
Figura 4-3. Curvas $P(Q)$	44
Figura 4-4. Curvas adimensionais $cP(cQ)$	44
Figura 4-5. Curvas adimensionais $\eta(cQ)$	45
Figura 4-6. Curvas $fnRe$ e $fHRe$ para bombas centrífugas de tamanho médio [2].....	46
Figura 4-7. Curvas $H(Q)$ relativas a três conjuntos de ensaios.	46
Figura 4-8. Curvas $cH(cQ)$ para o conjunto dos três ensaios.....	47
Figura 4-9. Curvas $cP(cQ)$ para o conjunto dos três ensaios.	47
Figura 4-10. Curvas $\eta(cQ)$ para o conjunto dos três ensaios.	48

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 – Números adimensionais utilizados em turbomáquinas	20
--	----

NOMENCLATURA

Símbolos latinos

b	Altura da pá
B	Binário
C	Condensador
C_a	Coeficiente de cavitação
cH	Coeficiente de altura
cP	Coeficiente de potência
cQ	Coeficiente de caudal
D	Diâmetro característico
f_c	Frequência de corte
G_i	Grandeza primária
g	Aceleração da gravidade
H	Altura manométrica
H_p	Altura da associação em paralelo
H_s	Altura da associação em série
H_s	Altura de aspiração disponível
H_{si}	Altura de aspiração crítica
H_u	Altura disponível
K_{Asp}	Perda de carga no troço da aspiração
L	Comprimento
M	Massa
m	Grandeza fundamental
n	Grandeza genérica
P_d	Potência disponível
P_u	Potência útil
P_v	Pressão de vaporização da água
Q	Caudal
Q_m	Caudal mássico
Q_v	Caudal volúmico

R	Resistência
R_e	Número de Reynolds
Ref_{acc}	<i>Reference Accruacy</i>
T	Tempo
U_E	Velocidade tangencial na entrada
U_e	Tensão de entrada
U_s	Tensão de saída
U_S	Velocidade tangencial na saída
V	Tensão (elétrica)
V_E	Velocidade absoluta na entrada
V_S	Velocidade absoluta na saída
W_E	Velocidade relativa na entrada
W_S	Velocidade relativa na saída
Z_0	Cota da superfície livre
Z_M	Cota a montante da bomba

Símbolos gregos

η	Rendimento
λ	Fator de escala
μ	Viscosidade dinâmica
Π	Número adimensional genérico
ρ	Massa volúmica
σ	Coefficiente de Thoma
Φ	Relação adimensional
φ	Função genérica
ω	Velocidade de rotação

Siglas

AC	<i>Alternating Current</i>
ADC	<i>Analog to Digital Converter</i>
ATX	<i>Advanced Technology Extended</i>
DC	<i>Direct Current</i>
DEMI	Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial
FCT	Faculdade de Ciências e Tecnologia
GND	<i>Ground</i>
I ² C	<i>Inter-Integrated Circuit</i>
Laser	<i>Light amplification by stimulated emission of radiation</i>
LCD	<i>Liquid Crystal Display</i>
LED	<i>Light Emitting Diode</i>
MDF	<i>Medium-Density Fiberboard</i>
MEMS	<i>Micro Electromechanical Systems</i>
NPSH	<i>Net Positive Suction Head</i>
PGA	<i>Programmable Gain Amplifier</i>
SMA	<i>Simple Moving Average</i>
UNL	Universidade Nova de Lisboa

1. INTRODUÇÃO

1.1. Contexto

Desde a pré-história que a água tem um papel chave no desenvolvimento de todas as civilizações. Muito cedo, o homem percebeu que a facilidade de mover água seria a solução para regar culturas agrícolas e dar de beber aos animais.

O primeiro registo do que pode ser considerado uma “bomba” (*Shadoof*) data de 4000 a 3000 a.c [1]. Com o avançar dos séculos as bombas foram sendo desenvolvidas e a sua importância na sociedade cresceu sucessivamente. Atualmente, uma bomba tem uma utilização generalizada podendo ser encontrada em qualquer edifício, carro, avião ou navio.

Os avanços tecnológicos na hidráulica levaram à necessidade de quantificar o desempenho das bombas o que é feito utilizando um banco de ensaio de bombas respeitando normas internacionais específicas.

1.2. Motivação

À data do início deste trabalho, existia no laboratório de Termodinâmica e Dinâmica de Fluidos do DEMI da FCT-UNL uma montagem experimental para o ensaio de bombas que apresentava várias deficiências.

Devido à instrumentação utilizada neste banco de ensaio de bombas, era impossível efetuar ensaios para as rotações mais elevadas, onde o caudal era maior. Por outro lado, a turbulência causada pelas válvulas tornava a leitura de valores de pressão pouco precisa. Assim, era necessário substituir o sistema de instrumentação utilizado, por um digital, mais preciso, e que permitisse a aquisição dos sinais de pressão e caudal.

Desde logo foi considerada a utilização de um *Arduino* pois sabia-se que seria muito difícil encontrar uma alternativa que permitisse obter os resultados desejados com um custo inferior. A utilização desta placa constituiu uma oportunidade para desenvolver um trabalho que integrasse a hidráulica com a aquisição e tratamento de sinal.

Este trabalho revelava-se então como uma ocasião pioneira para explorar as capacidades de um *Arduino* como controlador de diversa instrumentação, algo que até agora não tinha sido desenvolvido na área da hidráulica dentro FCT-UNL. Permitia ainda que diversos sensores

fossem cuidadosamente escolhidos para esta aplicação específica e também possibilitava adição de novos sensores reformulando uma grande parte da montagem.

Do ponto de vista pessoal, foi uma oportunidade para aprender a linguagem de programação utilizada pelo *Arduino*. Escolher a partir da oferta existente no mercado, diversos sensores para uma aplicação concreta. Aprofundar conhecimentos na área da eletrónica, do tratamento e processamento de sinal. Este trabalho possibilitou que o autor desenvolvesse a sua formação nas áreas da instrumentação e das turbomáquinas.

1.3. Objetivos

Os principais objetivos desta dissertação podem ser divididos em tecnológicos e científicos.

Objetivos de carácter tecnológico:

- i. Substituir a instrumentação existente na montagem experimental por uma capaz de aferir valores em toda a gama de funcionamento da bomba.
- ii. Aumentar a precisão das medições durante os ensaios.
- iii. Obter sinais relativos às pressões e caudais sobre a forma de ficheiros digitais.

Objetivos científicos:

- i. Traçar as diversas curvas da bomba a várias rotações.
- ii. Construir as respetivas curvas adimensionais.
- iii. Verificar a influência do número de Reynolds e da cavitação nas várias condições de funcionamento.

1.4. Estrutura

A presente dissertação encontra-se organizada em cinco capítulos, no primeiro, apresenta-se a motivação, objetivos e estrutura da dissertação.

No capítulo dois é apresentada a revisão bibliográfica realizada durante este trabalho. São feitas algumas considerações sobre bombas, com especial destaque para as turbomáquinas. São dados vários exemplos de bombas dinâmicas e é apresentada uma classificação para as máquinas movidas. São abordados os vários tipos de associação de bombas e respetivas vantagens e desvantagens.

Ainda no capítulo dois, são explicitadas as teorias que sustentam a análise dimensional, a similaridade e o Teorema de Buckingham, aplicando-se estas teorias ao caso das turbomáquinas.

Por fim, são identificados os diversos componentes de um banco de ensaio de bombas, bem como os procedimentos para a realização dos ensaios, obtenção de dados e posterior construção das curvas características.

No terceiro capítulo, é abordada, em detalhe, a montagem experimental existente no laboratório da faculdade. A instrumentação antiga é analisada ao pormenor, identificando as suas limitações. Em seguida, é abordada a nova instrumentação e as alterações a realizar na montagem experimental. É justificada a razão pela qual foram escolhidos os vários transdutores, o seu princípio de funcionamento e como foram associados a uma placa *Arduino*. Questões relativas ao *software*, ao tratamento de sinal e a todo o processo de desenvolvimento do protótipo são abordados neste capítulo.

O capítulo quatro corresponde à apresentação dos resultados experimentais obtidos através do protótipo desenvolvido no capítulo três. Os ensaios apresentados permitem aferir os diversos valores de altura, caudal, potência, rotação da bomba e a construção das curvas características.

No capítulo cinco são expostas as conclusões relativas a todo o trabalho desenvolvido. Analisa-se se a substituição da instrumentação resolveu os problemas enunciados anteriormente, e se correspondeu às expectativas. São também apresentadas conclusões relativas aos ensaios experimentais sendo analisada a influência da viscosidade e cavitação.

Para finalizar este capítulo são apresentadas algumas sugestões de trabalhos futuros que poderão ser realizados com vista completar o trabalho desenvolvido durante esta dissertação.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Generalidades sobre bombas dinâmicas rotativas

Denomina-se por bomba toda a máquina hidráulica movida que tem como finalidade fornecer energia a um líquido. A forma como essa energia é transferida para o fluido está diretamente relacionada com o seu princípio de funcionamento. É a partir deste pressuposto que se atribui uma nomenclatura aos diferentes tipos de bombas.

Seguindo este critério, as máquinas movidas são classificadas pelo modo como processam as trocas de energia, sendo organizadas como bombas dinâmicas ou bombas volumétricas. Nas bombas dinâmicas a variação de energia no fluido é causada por uma alteração do seu campo de velocidades. Nas bombas volumétricas (também chamadas de bombas de deslocamento) o fluido é admitido num determinado espaço da máquina cujo volume é alterado, fazendo com que o seu funcionamento esteja diretamente relacionado com as variações do volume ocupado pelo fluido no interior da bomba.

As bombas volumétricas permitem manter o caudal quase independente do valor da pressão, no entanto, a sua gama de caudais é tipicamente inferior ao das bombas dinâmicas.

As bombas dinâmicas podem ainda ser divididas em rotativas ou não rotativas. As bombas rotativas são as mais comuns, sendo também denominadas por turbomáquinas. A sua principal vantagem é a capacidade de produzirem grandes valores de caudal de forma interrupta.

Embora a generalidade das bombas dinâmicas pertença à família das turbomáquinas, existem algumas em que o seu princípio de funcionamento baseia-se na variação do campo de velocidades sem nenhuma componente rotativa. Entre este tipo de máquinas, a mais popular é a da bomba de golpe de ariete ou carneiro hidráulico. Estas bombas aproveitam a sobre pressão causada pelo golpe de ariete para elevar uma coluna de líquido sem recorrer a outra fonte de energia. Apesar do seu funcionamento engenhoso, o seu uso é muito limitado. O mesmo se passa com as bombas de ejetor, onde a variação da energia cinética, deve-se a um jato primário que passa por um *venturi* e origina uma depressão, provocando o arrastamento de uma corrente secundária. Na Figura 2-1 encontra-se uma representação de uma bomba de ejetor e uma bomba de golpe de ariete.

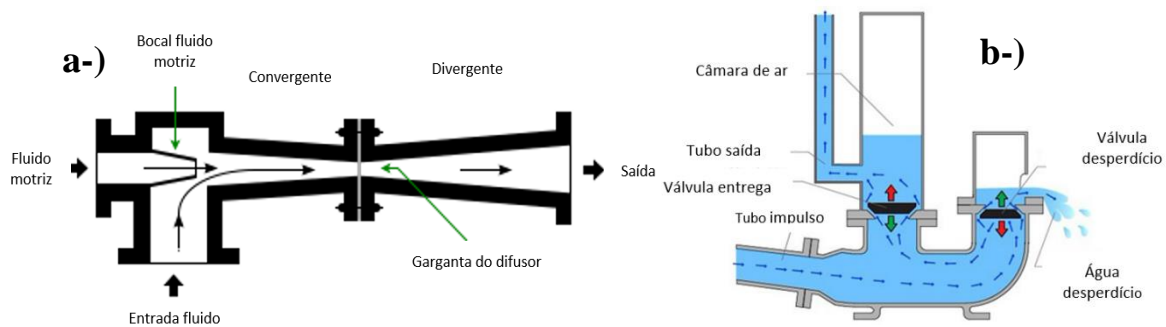


Figura 2-1. Exemplos de bombas dinâmicas não rotativas: a-) Bomba de ejetor; b-) Bomba de golpe de ariete (adaptado) [15] e [16].

As turbomáquinas podem ser de três tipos, dependendo da forma dominante das linhas de corrente. Uma bomba rotativa pode ser axial, se as linhas de corrente se mantiverem aproximadas a superfícies cilíndricas coaxiais com o eixo de rotação; ou radiais se as linhas de corrente se situarem, pelo menos parcialmente, em planos perpendiculares ao eixo de rotação. Existem ainda as bombas mistas que exibem linhas de corrente simultaneamente radiais e axiais [2].

A informação explicitada nos parágrafos anteriores encontra-se sintetizada na Figura 2-2. Maior detalhe sobre a classificação de máquinas movidas encontra-se disponível em [2] e [3].

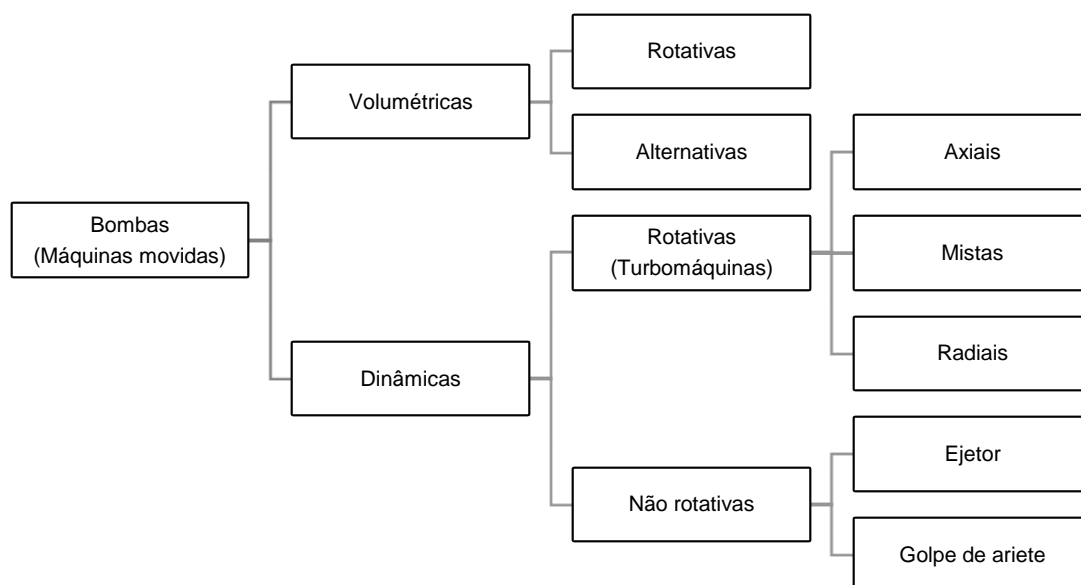


Figura 2-2. Classificação de bombas (adaptado)[2].

O tipo de linhas de corrente dominantes (axiais e radiais) está fortemente correlacionado com as características da respetiva família de máquinas.

Bombas axiais possuem uma vasta gama de aplicações (apesar de menos versáteis que as radiais). As aplicações mais comuns para este tipo de bombas vão desde circuitos de arrefecimento de centrais elétricas a sistemas de bombagem de esgotos [4].

São constituídas por um rotor (semelhante a uma hélice de um barco) fechado dentro de uma conduta. O rotor é acionado diretamente por motor elétrico, selado dentro da conduta, ou através de um motor (elétrico ou combustão) acoplado ao tubo por um veio de transmissão. Como se representa, de forma simplificada, na Figura 2-3.

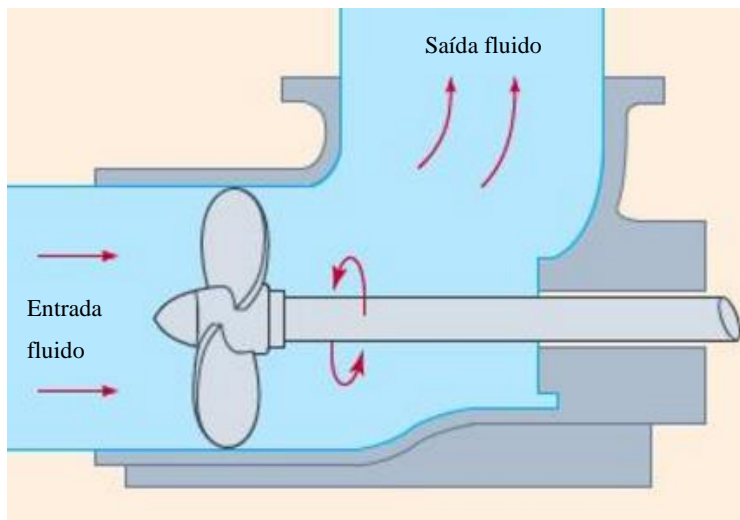


Figura 2-3. Esquema simplificado de uma bomba axial (adaptado) [17].

A principal desvantagem deste tipo de turbomáquinas é a sua limitação quanto aos valores máximos da pressão que pode fornecer, limitando assim a sua utilização. Sendo geralmente utilizadas em operações de bombagem onde é requerido baixa altura e elevado caudal.

As bombas rotativas radiais, também chamadas de bombas centrífugas, são aquelas que apresentam maior versatilidade. São capazes de produzir grandes valores de caudal e pressão. A utilização mais comum é o transporte de líquidos (águas limpas ou produtos químicos) e podem ser encontradas numa grande variedade de dimensões.

São tipicamente constituídas por um rotor envolvido por uma “carcaça” (em que a área aumenta à medida de que se aproxima do bocal de descarga) denominada por voluta. O rotor recebe energia mecânica e tem por função transferi-la ao fluido sob a forma de energia cinética. A voluta recebe o fluido escoado através do rotor e tem a função de converter a energia cinética em pressão através de uma progressiva redução de velocidade. Na Figura 2-4 representam-se os principais componentes de uma bomba centrífuga típica. A entrada do fluido faz-se pelo centro da bomba (bocal de sucção), prosseguindo o escoamento pelo rotor, respetivas pás, voluta e bocal de saída.

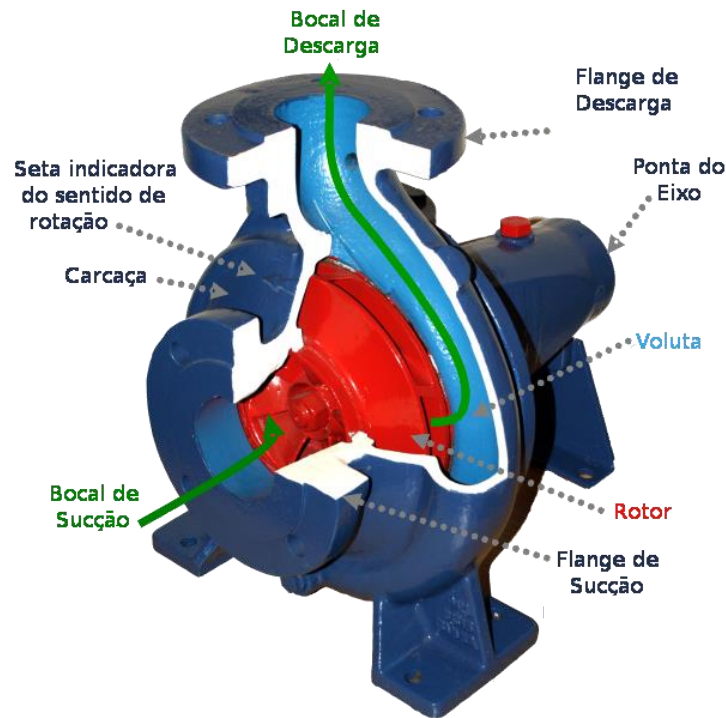


Figura 2-4. Bomba centrífuga [18].

2.2. Caracterização de bombas

Na prática, as bombas são caracterizadas por quatro parâmetros: caudal volúmico Q_v , Altura H , rendimento η e o $NPSH$. O caudal volúmico, corresponde ao volume de fluido bombado por unidade de tempo. A pressão, é normalmente referida em energia por unidade de peso e corresponde ao balanço entre a pressão na aspiração e na compressão. O rendimento η , refere-se ao rendimento hidráulico da bomba e pode ser definido pelo quociente entre a potência útil e a potência despendida.

$$\eta = \frac{P_u}{P_d}, = \frac{\rho g Q_v H_u}{P_d} \quad (2.1)$$

Onde P_u corresponde à potência que foi efetivamente transmitida ao fluido e P_d , para uma bomba movida por um veio, é igual ao produto do binário pela velocidade angular.

O parâmetro $NPSH$ (*Net Positive Suction Head* ou altura de aspiração crítica disponível), é o parâmetro utilizado para a deteção da cavitação e relaciona-se com a depressão que o fluido sofre no interior da bomba e a sua possível vaporização.

Por forma a facilitar a interpretação destes parâmetros os fabricantes de bombas recorrem a representações gráficas denominadas por *curvas características da bomba*. Estas curvas são função do caudal volúmico sendo obtidas experimentalmente pelo fabricante a uma rotação previamente definida.

Tipicamente, os fabricantes fornecem a curva $H(Q)$ que relaciona a altura com o caudal que a bomba é capaz de fornecer. Esta curva é a de maior importância quando se pretende escolher uma bomba para uma determinada instalação. Normalmente também a curva de $NPSH(Q)$ é fornecida, relacionando a redução de pressão no interior da bomba com o caudal volumétrico. O conhecimento do $NPSH$ permite ao utilizador saber se a bomba cavita funcionando numa dada instalação. Aplicando $H_s \geq NPSH$ tal que:

$$H_s = \frac{P_0}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} - (Z_M - Z_0) - K_{Asp} Q^2 \geq NPSH \quad (2.2)$$

Onde H_s corresponde à altura de aspiração disponível, P_0 corresponde à pressão a que está a superfície livre do reservatório, P_v corresponde à pressão de vaporização do líquido, $(Z_M - Z_0)$ a diferença de cotas entre a superfície livre e a bomba, e as perdas de carga no troço da aspiração são dadas por $K_{Asp} Q^2$.

A última curva que é fornecida corresponde ao valor do rendimento para um dado valor de caudal $\eta(Q)$. A curva $\eta(Q)$ permite calcular a potência necessária para o acionamento da bomba, bem como o seu desempenho energético.

2.3. Associação de bombas

Na prática, recorre-se à associação de várias bombas, em série e em paralelo. Quer para aumentar as gamas de funcionamento, quer para conferir maior flexibilidade à instalação. Uma associação de bombas diz-se em série ou em paralelo conforme estas estejam montadas em troços de condutas colocados, respetivamente, em série ou em paralelo.

Na Figura 2-5 representam-se n bombas ligadas em série.

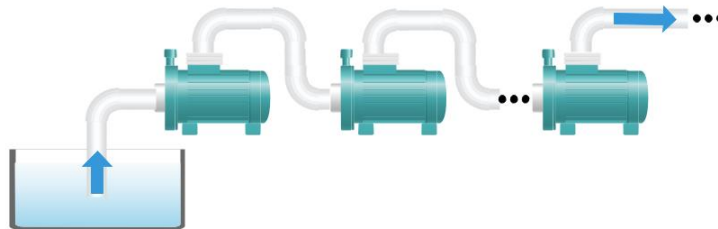


Figura 2-5. Representação de n bombas em série.

Considerando que se escoar um fluido incompressível, o caudal de volume que se escoar em qualquer uma das máquinas é igual:

$$Q_{vS} = Q_{v1} = Q_{v2} = \dots = Q_{vn} \quad (2.3)$$

A altura de elevação do conjunto de n máquinas em série, H_s , é igual à soma das alturas de cada uma delas:

$$H_s = H_1 + H_2 + \dots + H_n \quad (2.4)$$

A curva característica $H_s(Q)$ para o conjunto de máquinas pode ser obtida através das curvas de cada uma das máquinas, somando para cada valor de Q_v a altura fornecida por cada uma das bombas associadas. Esta curva deverá ser determinada através das curvas de cada uma das máquinas associadas em série. Onde para cada valor de Q_v é necessário somar cada valor de H de cada uma das bombas associadas. Na Figura 2-6 apresenta-se a curva de uma bomba genérica e a curva resultante da associação de duas dessas bombas em série.

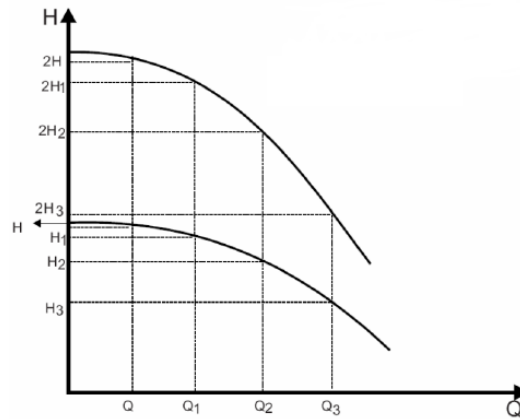


Figura 2-6. Associação de duas bombas iguais em série [19].

O rendimento de uma associação de bombas é definido como a razão entre a potência útil e a potência despendida pelo conjunto das máquinas:

$$\eta = \frac{\sum_{i=1}^n P_{u_i}}{\sum_{i=1}^n P_{d_i}} = \frac{\sum_{i=1}^n \rho g H_i Q_i}{\sum_{i=1}^n P_{d_i}} \quad (2.5)$$

As potências despendidas podem ser escritas recorrendo ao rendimento individual de cada bomba obtendo-se:

$$\eta = \frac{\sum_{i=1}^n \rho g H_i Q_i}{\sum_{i=1}^n \frac{\rho g H_i Q_i}{\eta_i}} = \frac{\sum_{i=1}^n H_i Q_i}{\sum_{i=1}^n \frac{H_i Q_i}{\eta_i}} \quad (2.6)$$

Na situação de uma associação em série a equação 2.4 é válida obtendo-se então:

$$\eta_s = \frac{H_{u1} + H_{u2} + \dots + H_{un}}{\frac{H_{u1}}{\eta_1} + \frac{H_{u2}}{\eta_2} + \dots + \frac{H_{un}}{\eta_n}} \quad (2.7)$$

É importante referir que a associação em série de bombas é uma prática que nem sempre é recomendada e que a conceção de um conjunto de máquinas em série requer algum cuidado. No caso de falha de uma bomba do conjunto em série, o fornecimento do fluido tem de ser interrompido, pois será necessário substituir a bomba com a instalação desligada. Este tipo de associação permite um aumento da altura fornecida sem ser necessário recorrer a bombas de maior dimensão. A mesma gama de pressões poderá ser atingida através de várias bombas de menor

dimensão associadas em série, em detrimento da utilização de uma bomba de grandes dimensões. Outro conceito que é necessário referir quando se associa máquinas em série, é o conceito de zona de instabilidade. Correspondente à zona da curva, junto aos valores mais baixos de caudal, onde o funcionamento não é recomendado, devido à instabilidade presente no escoamento. Sempre que se associam bombas em série, a instabilidade aumenta em proporção ao número de máquinas associadas. No caso de se associarem bombas iguais em série, o funcionamento do conjunto torna-se potencialmente mais instável, no entanto, a gama de caudal onde a instabilidade poderá ocorrer corresponde à gama de caudal onde uma única bomba é instável, como se demonstra na Figura 2-1.

Este tipo de associação de máquinas deve ser preterido relativamente a bombas de vários estágios, onde vários rotores em série estão contidos dentro da mesma carcaça.

Quando se trata de associar máquinas em série, é recomendado que se utilizem máquinas iguais. No caso de tal não ser possível, deverá considerar-se que o caudal máximo terá de ser semelhante entre as várias máquinas associadas, de outra forma, o rendimento do conjunto poderá ser muito baixo.

Um outro fator que é necessário ter em conta quando da associação de bombas em série, é que apenas a primeira bomba do conjunto tem pressões negativas no bocal de aspiração. Em todas as seguintes, os valores de pressão que ocorrem na aspiração são valores positivos. Isto poderá constituir um problema, pois durante a conceção da bomba, a ocorrência de pressões positivas no lado da aspiração pode não ter sido previsto, fazendo com que os componentes internos, em especial os vedantes, estejam sujeitos a esforços para os quais não foram dimensionados [5].

As bombas podem também ser associadas em paralelo. Um esquema de associação de n máquinas em paralelo com aspirações independentes pode ser visto na Figura 2-7.

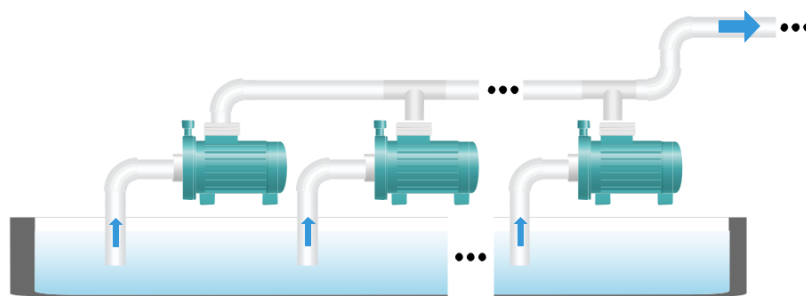


Figura 2-7. Conjunto de n bombas em paralelo.

Para um escoamento incompressível, o caudal volúmico total que passa no paralelo relaciona-se com os caudais individuais:

$$Q_{vP} = Q_{v1} + Q_{v2} + \dots + Q_{vn} \quad (2.8)$$

A altura de elevação do conjunto das n máquinas em paralelo, H_p , é igual à altura de elevação de cada uma delas, ou seja:

$$H_p = H_1 = H_2 = \dots = H_n \quad (2.9)$$

A curva característica $H_p(Q)$ da associação é calculada associando para cada valor de H a soma dos valores de Q_v para cada uma das bombas, como representado na Figura 2-8.

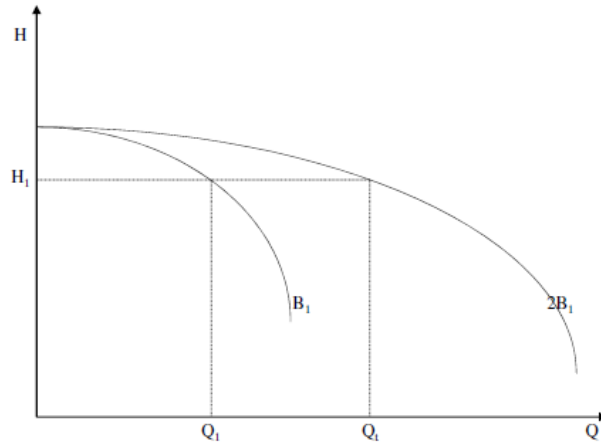


Figura 2-8. Associação de duas bombas iguais em paralelo [19].

A expressão 2.6 pode agora ser particularizada para uma associação em paralelo, onde a expressão 2.9 é válida obtendo-se:

$$\eta_P = \frac{Q_{v1} + Q_{v2} + \dots + Q_{vn}}{\frac{Q_{v1}}{\eta_1} + \frac{Q_{v2}}{\eta_2} + \dots + \frac{Q_{vn}}{\eta_n}} \quad (2.10)$$

A associação de várias máquinas em paralelo permite, utilizando bombas mais pequenas, obter caudais elevados sem recorrer a uma máquina única de maiores dimensões. Este tipo de associação, permite que uma bomba efetue manutenção ou esteja parada sem que seja interrompido o fornecimento de caudal. A instalação tem também grande flexibilidade no que diz respeito à gama de caudais, pois o número de bombas em funcionamento pode ser adaptado mantendo um rendimento alto.

Tal como no caso da associação em série, problemas de funcionamento instável podem ocorrer na associação de bombas em paralelo, no entanto, a forma como essa instabilidade aumenta no paralelo é bastante diferente. Quando duas ou mais bombas iguais estão associadas em paralelo, há que ter atenção o alargamento da gama de caudais onde o funcionamento é poderá ser instável. Deve-se também considerar, que ao associar máquinas iguais, ocorre um aplanamento da curva do conjunto como verificado na Figura 2-9.

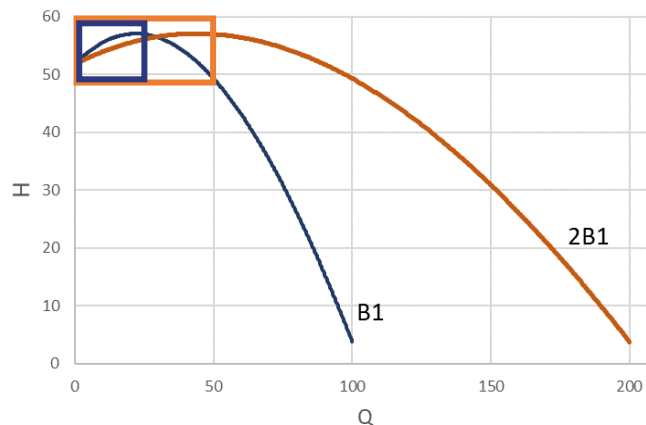


Figura 2-9. Zona de instabilidade na associação de máquinas em paralelo.

A associação de máquinas diferentes em paralelo pode potenciar um outro problema relacionado com a altura de *shut-off*, isto é, a altura para caudal nulo. Se uma bomba não tem capacidade para fornecer a altura disponibilizada por uma outra, esta primeira bomba terá o escoamento invertido, ou seja, estará a turbinar. Evidentemente, o rendimento da associação será reduzido e a bomba em contracorrente irá danificar-se rapidamente.

2.4. Análise dimensional e similaridade

2.4.1. Introdução

Como referido na secção anterior, as curvas características são determinadas pelos fabricantes, e explicitam as características de funcionamento da bomba para uma rotação fixa, no entanto, é por vezes necessário conhecer as mesmas curvas a outras velocidades de rotação. Por exemplo, em operações de bombagem, é recorrente a utilização de variadores de velocidade que permitem alterar a rotação do motor e, consequentemente, a velocidade de rotação da bomba. Com a alteração da velocidade de rotação da máquina é possível regular a pressão e o caudal. De um modo geral, com o aumento da rotação a pressão e o caudal aumentam, e o inverso acontece com a diminuição de rotação. Assim, é necessário conhecer as características da bomba para todas as rotações. Uma das soluções, poderia passar pela realização de ensaios a todas as rotações, e assim construir um conjunto de curvas que descrevam o funcionamento da bomba, no entanto, a quantidade de ensaios que seriam necessários, bem como morosidade deste processo, tornam esta solução absurda.

A análise dimensional e a similaridade apresentam-se como as ferramentas que permitem generalizar o comportamento das turbomáquinas [3], permitindo obter curvas a várias rotações a partir de uma única curva do fabricante.

De um ponto de vista histórico, o primeiro investigador que estudou de forma exaustiva as unidades e raciocínio dimensional nos fenômenos físicos foi Euler em 1765. Joseph Fourier, introduz em 1822 no seu livro *Teoria analítica do calor* o conceito de homogeneidade dimensional e desenvolve ainda algumas leis de similaridade para a transferência de calor. Seguidamente, coube a Rayleigh, em 1877, no livro, *Thory of Sound* propor um “método de dimensões” e dar vários exemplos de análise dimensional [6].

A análise dimensional e a similaridade são conceitos que transcendem o estudo dos fluidos e das máquinas hidráulicas. Atualmente, a análise dimensional, como ferramenta, é usada em contexto laboratorial para reduzir o número e complexidade das variáveis experimentais afetas a um determinado fenómeno físico. Esta teoria, foi desenvolvido por E. Buckingham em 1914, e enunciada no teorema que se conhece hoje como teorema dos Π [6].

A análise dimensional pode ser definida como o processo formal, no qual um grupo de variáveis que representam uma determinada situação física é reduzido em um menor conjunto de grupos adimensionais. Quando aplicada a turbomáquinas, a análise dimensional permite prever o comportamento de modelos reduzidos (similaridade), e determinar qual o tipo de máquina mais adequado com base na eficiência máxima, obter curvas características para máquinas funcionando a diferentes rotações ou com dimensões distintas[3].

2.4.2. Teoria da Semelhança

A semelhança física, também denominada por similaridade, é um conceito muito utilizado no domínio experimental e intimamente relacionado com a análise dimensional. É a este conceito que se recorre quando se pretende generalizar o estudo de escoamentos, permitindo que os resultados experimentais obtidos com modelos à escala sejam válidos nos respetivos protótipos.

Nos problemas puramente mecânicos interessa considerar três tipos de semelhança: geométrica, cinemática e dinâmica.

2.4.2.1. Semelhança geométrica

Duas configurações dizem-se geometricamente semelhantes, ou com formas semelhantes, se a qualquer comprimento de uma delas é possível fazer corresponder, na outra um comprimento igual ao primeiro multiplicado por um número, designado por fator de escala, λ . Em duas figuras geometricamente semelhantes, qualquer angulo mantém-se invariável.

No caso concreto de uma turbomáquina, esta é caracterizada pelo seu diâmetro característico D_A , pela altura das pás b_A e pelo conjunto de ângulos $\alpha_{1A}, \dots, \alpha_{nA}$; uma outra bomba caracterizada por D_B , b_B e $\alpha_{1B}, \dots, \alpha_{nB}$ é geometricamente semelhante à primeira se:

$$\lambda = \frac{D_A}{D_B} = \frac{b_A}{b_B} = C^{te} \text{ e } \alpha_{1A} = \alpha_{1B}, \dots, \alpha_{nA} = \alpha_{nB} \quad (2.11)$$

A constante de proporcionalidade dos comprimentos é adimensional e designa-se por fator de escala. Conclui-se imediatamente que também qualquer relação entre quaisquer dois comprimentos da bomba A é igual à relação entre os dois comprimentos correspondentes da bomba B , ou seja:

$$\frac{D_A}{b_A} = \frac{D_B}{b_B} \quad (2.12)$$

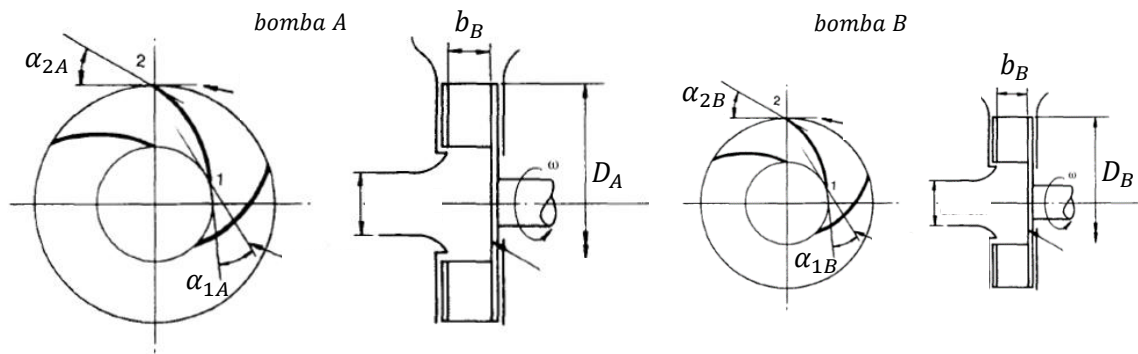


Figura 2-10. Representação de duas bombas geometricamente semelhantes (adaptado) [20].

A rugosidade relativa é por vezes difícil de manter entre protótipo e modelo, pois o acabamento da superfície muitas vezes não pode ser melhorado, é o caso quando o protótipo e o modelo em causa têm o mesmo acabamento superficial (por exemplo, a mesma tinta).

2.4.2.2. Semelhança cinemática

Existe semelhança cinemática entre dois escoamentos se os respetivos campos de velocidades forem semelhantes, isto é, se a pontos análogos correspondem vetores de velocidade com a mesma orientação e módulos proporcionais.

Sabe-se que, em escoamentos cinematicamente semelhantes, as linhas de corrente são geometricamente semelhantes. Na Figura 2-11, recorre-se ao conceito de triângulo de velocidade de duas bombas axiais geometricamente semelhantes (bomba A e bomba B), para se exemplificar dois escoamentos cinematicamente semelhantes. A relação dos valores das velocidades em pontos correspondentes escreve-se então:

$$\frac{V_{EA}}{V_{EB}} = \frac{U_{EA}}{U_{EB}} = \frac{W_{EA}}{W_{EB}} = \frac{V_{SA}}{V_{SB}} = \frac{U_{SA}}{U_{SB}} = \frac{W_{SA}}{W_{SB}} = C^{te} \quad (2.13)$$

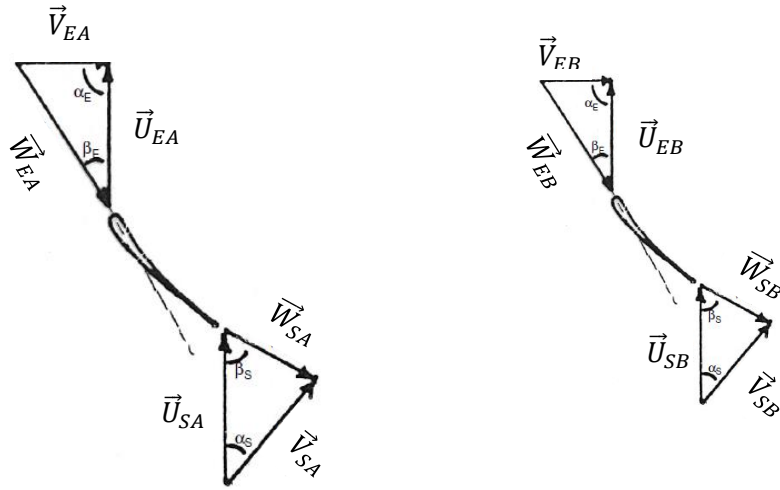


Figura 2-11. Triângulos de velocidades em máquinas geometricamente semelhantes.

Assim, as relações entre as componentes da velocidade num escoamento são necessariamente iguais às obtidas nos pontos correspondentes no outro escoamento. A condição 2.13 pode alternativamente ser escrita como:

$$\frac{V_{EA}}{W_{EA}} = \frac{V_{EB}}{W_{EB}}; \frac{W_{EA}}{U_{EA}} = \frac{W_{EB}}{U_{EB}}; \frac{V_{EA}}{U_{EA}} = \frac{V_{EB}}{U_{EB}}; \frac{V_{SA}}{W_{SA}} = \frac{V_{SB}}{W_{SB}}; \frac{W_{SA}}{U_{SA}} = \frac{W_{SB}}{U_{SB}}; \frac{V_{SA}}{U_{SA}} = \frac{V_{SB}}{U_{SB}} \quad (2.14)$$

2.4.2.3. Semelhança dinâmica

A semelhança dinâmica diz respeito aos campos das forças. Assim, dois escoamentos dizem-se dinamicamente semelhantes, se em qualquer par de pontos correspondentes, a relação entre os valores das intensidades das forças é constante. Adicionalmente, em pontos análogos, as forças terão direções e sentidos iguais.

A definição de pontos correspondentes em escoamentos dinamicamente semelhantes implica que este tipo de semelhança só pode ser atingida se existir semelhança cinemática e, consequentemente semelhança geométrica.

A existência de semelhança dinâmica é garantida pelo teorema de Buckingham. Na secção 2.4.5 aplica-se este teorema a uma turbomáquina.

2.4.3. Teorema de Buckingham

O teorema de Buckingham, também conhecido por teorema dos Π , parte do pressuposto que são conhecidas as n grandezas, G_1, G_2, \dots, G_n , que intervêm num fenómeno físico e que essas n grandezas podem ser expressas por uma relação dimensionalmente homogênea, $\gamma(G_1, G_2, \dots, G_n) = 0$. Considerando m o número de dimensões fundamentais necessárias para

definir as n grandezas referidas, a relação anterior pode ser substituída por outra de $n - m$ números adimensionais tal que:

$$\Phi(\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_{n-m}) = 0 \quad (2.12)$$

Os números adimensionais são determinados através da escolha de m grandezas G_i denominadas primárias, de tal modo que cada uma das m dimensões fundamentais figure, pelo menos uma vez, no grupo dessas grandezas primárias e de tal modo que com elas não seja possível formar um grupo adimensional. Cada Π_i é então formado a partir do produto de potências das restantes $n - m$ grandezas G_i por cada uma das grandezas primárias ou suas potências.

Em alguns casos, é possível escolher mais do que um conjunto grandezas para grandezas primárias. A escolha de diferentes grupos de grandezas primárias, a partir das mesmas G_i , conduz a diferentes números adimensionais. Na prática, opta-se por números adimensionais de utilização mais generalizada.

Uma das vantagens deste método é o facto de que a dependência entre as n variáveis relevantes para o fenómeno pode ser reduzida a uma relação entre $n - m$ números adimensionais. Nos fenómenos mecânicos, sem trocas de calor, as dimensões fundamentais são a massa, M , o comprimento, L , e o tempo, T , considera-se então $m = 3$. No caso dos fenómenos termodinâmicos, $m = 4$, pois será necessário contabilizar a influência da temperatura. Pode ainda acontecer que o estudo posterior da relação entre os $n - m$ números adimensionais leve à conclusão que, em determinadas circunstâncias, algum ou alguns, deles não têm influência significativa, o que permite reduzir ainda o número de variáveis descritivas do fenómeno.

A maior dificuldade na utilização deste método reside na escolha adequada das grandezas G_i que têm influência no fenómeno em estudo; esta escolha, baseada na análise do fenómeno, nem sempre é evidente e é necessário recorrer-se também ao conhecimento experimental. Se alguma das grandezas relevante for excluída à partida, os resultados obtidos através da análise dimensional serão incorretos. Por outro lado, se se incluir uma grandeza irrelevante para o fenómeno, a análise dimensional pode revelar uma redundância ou, então, introduzir um número adimensional em excesso de que o fenómeno não depende.

A teoria da semelhança, encontra-se intimamente relacionada com a análise dimensional, é especialmente útil em situações em que a dificuldade de tratamento analítico implica um recurso à experimentação.

2.4.4. Identificação das variáveis dimensionais

O funcionamento de uma turbomáquina depende da sua geometria e dimensões, sendo através destas escolhidas as variáveis geométricas. Para definição da geometria, há que considerar um comprimento característico da máquina, por exemplo, o diâmetro exterior da roda, D , e um número n , de parâmetros adimensionais, $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ que explicitem os seus ângulos. Bombas geometricamente semelhantes têm a mesma forma e consequentemente os mesmos valores de $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ dizendo-se, então, que constituem uma família de turbomáquinas.

A variação de certas propriedades físicas do fluido tem influência sobre o funcionamento da turbomáquina. São particularmente importantes a massa específica, ρ , e a viscosidade, μ . No caso das bombas a pressão de vaporização do fluido, p_v , também é relevante, pois no caso em que a pressão no fluido for igual ou inferior ao valor de p_v ocorre cavitação e as características de funcionamento são alteradas.

A ocorrência de cavitação numa máquina hidráulica depende não só da pressão de vaporização do fluido, mas também das características geométricas da própria máquina e das condições de funcionamento (por exemplo, velocidade de rotação). A pressão de vaporização, p_v , é insuficiente para caracterizar a cavitação. Utiliza-se então a altura de aspiração disponível, cujo valor crítico, H_{si} , é característico da máquina.

Finalmente, o funcionamento de uma turbomáquina depende das grandezas relacionadas com o seu controlo direto denominadas por variáveis de controlo. São exemplos dessas variáveis, a velocidade angular do rotor, ω , o caudal de massa escoado, Q_m , o valor do binário ao veio, B , a variação de pressão entre a entrada e a saída da máquina, H . Estas variáveis, não são, no entanto, todas independentes entre si. Verifica-se que uma escolha criteriosa de duas delas condiciona as restantes, isto é, para obter todas as condições de funcionamento de uma turbomáquina basta fazer variar duas das variáveis de controlo.

Tendo em conta que durante o estudo de bombas, a massa volúmica é considerada constante e que ρ já está considerado nas propriedades do fluido, o caudal mássico, Q_m , pode ser substituído pelo caudal volúmico, Q_v .

Conclui-se então que o funcionamento de uma turbomáquina pode ser caracterizado pelo conjunto das variáveis geométricas, pelas variáveis ligadas às propriedades do fluido e por duas variáveis escolhidas do grupo das variáveis de controlo.

2.4.5. Aplicação a uma turbomáquina

Considere-se: uma bomba rotativa e para variáveis de controlo escolhidas o caudal volumico, Q_v , e a velocidade angular, ω . A variável que se pretende estudar é a altura fornecida, gH . Existe uma função genérica, φ , que relaciona as variáveis, de tal forma que:

$$gH = \varphi(Q_v, \omega, \rho, \mu, gH_s, D, \alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n) \quad 2.13$$

Se se considerar apenas máquinas pertencentes à mesma família, os parâmetros $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ ficam invariáveis, pode-se então rescrever a equação 2.13 tal que:

$$gH = \varphi(Q_v, \omega, \rho, \mu, gH_s, D) \quad 2.14$$

Através do teorema de Buckingham, a relação entre as 7 variáveis, pode ser substituída, por uma equivalente de apenas $7 - 3 = 4$ variáveis adimensionais. Escolhendo-se ρ , ω e D para grandezas primárias obtém-se a relação adimensional, Φ , correspondente: [2]

$$\frac{gH}{\omega^2 D^2} = \Phi\left(\frac{Q_v}{\omega D^3}, \frac{\mu}{\rho \omega D^2}, \frac{gH_s}{\omega^2 D^2}\right) \quad 2.14$$

O parâmetro $\frac{gH}{\omega^2 D^2}$ é designado por coeficiente de altura c_H , $\frac{Q_v}{\omega D^3}$ por coeficiente de caudal c_Q , $\frac{\mu}{\rho \omega D^2}$ por coeficiente de viscosidade e $\frac{gH_s}{\omega^2 D^2}$ por coeficiente de cavitação.

Repare-se que sendo as áreas proporcionais a D^2 , o quociente $\frac{Q_v}{D^2}$ pode ser considerado como representativo de uma velocidade característica do escoamento no interior da máquina e, deste modo, $\frac{Q_v}{\omega D^3} = \frac{\frac{Q_v}{D^2}}{\omega D}$, é proporcional ao quociente entre a velocidade característica do escoamento e a velocidade tangencial das pás na periferia da roda; isto realça que, para duas situações serem cinematicamente semelhantes (ver Figura 2-11) é condição necessária que haja igualdade entre os coeficiente de caudal.

Por seu lado, o coeficiente de viscosidade tem o significado inverso do número de Reynolds em que se toma ωD como escala de velocidades. Nos textos especializados é costume utilizar-se o número de Reynolds em vez do seu inverso.

Quando se divide $\frac{gH_s}{\omega^2 D^2}$ pelo o coeficiente de altura obtém-se $\frac{H_s}{H}$, denominado por coeficiente de Thoma, representado por σ . Este coeficiente fornece informação relativa à cavitação quando comparado com o seu valor crítico. Mais concretamente, a uma situação de cavitação corresponde um valor de σ inferior ao seu valor crítico σ_i , isto é: $\sigma < \sigma_i$ ou $\frac{H_s}{H} < \frac{H_{si}}{H}$.

Concluindo a função a caracterizar escreve-se: $c_H = \Phi(c_Q, R_e, \sigma)$.

Na Tabela 1 listam-se os números adimensionais de maior relevo para a presente dissertação, indicando-se também as respetivas designações. A velocidade especifica em função do caudal obtém-se por combinação entre os coeficientes de altura e de caudal de forma a eliminar o diâmetro; a velocidade especifica em função da potência surge da combinação entre os

coeficientes de potência e altura, com eliminação de D . Por seu lado, o diâmetro específico resulta da combinação entre os coeficientes de altura e caudal, com eliminação da velocidade angular, ω . O rendimento é determinável por combinação dos coeficientes de potência, de altura e de caudal.

Tabela 1 – Números adimensionais utilizados em turbomáquinas

Coeficiente de altura ou queda	$\frac{gH}{\omega^2 D^2}$
Coeficiente de caudal	$\frac{Q_v}{\omega D^3}$
Número de Reynolds	$\frac{\rho Q_v}{\mu D}$ ou $\frac{\rho \omega D^2}{\mu}$
Coeficiente de Thoma	$\frac{H_s}{H}$
Coeficiente de Binário	$\frac{B}{\rho \omega^2 D^5}$
Coeficiente de Potência	$\frac{P}{\rho \omega^3 D^5}$
Velocidade específica (função do caudal)	$\frac{\omega Q_v^{\frac{1}{2}}}{(gH)^{\frac{3}{4}}}$
Velocidade específica (função da Pressão)	$-\frac{\omega P_2^{\frac{1}{2}}}{\rho^{\frac{1}{2}} (gH)^{\frac{5}{4}}}$
Velocidade específica de aspiração	$\frac{\omega Q_v^{\frac{1}{2}}}{(gH_s)^{\frac{3}{4}}}$

2.5. Banco de ensaio de bombas

As curvas características de bombas, fornecidas pelos fabricantes, são determinadas através de ensaios experimentais em laboratório certificado. As bombas são colocadas em bancos de ensaios que permitem estimar os seus parâmetros característicos e desta forma, obter experimentalmente as curvas $H(Q)$, $\eta(Q)$, $NPSH(Q)$.

2.5.1. Configuração e componentes

A configuração típica de um banco de ensaio de bombas, com os respectivos componentes está representada em esquema na Figura 2-12.

Nos bancos de ensaio de bombas, é comum utilizar um sistema de bombagem em circuito fechado, desta forma garante-se uma alimentação constante do circuito ao mesmo tempo que o nível das superfícies livres se mantém inalterado.

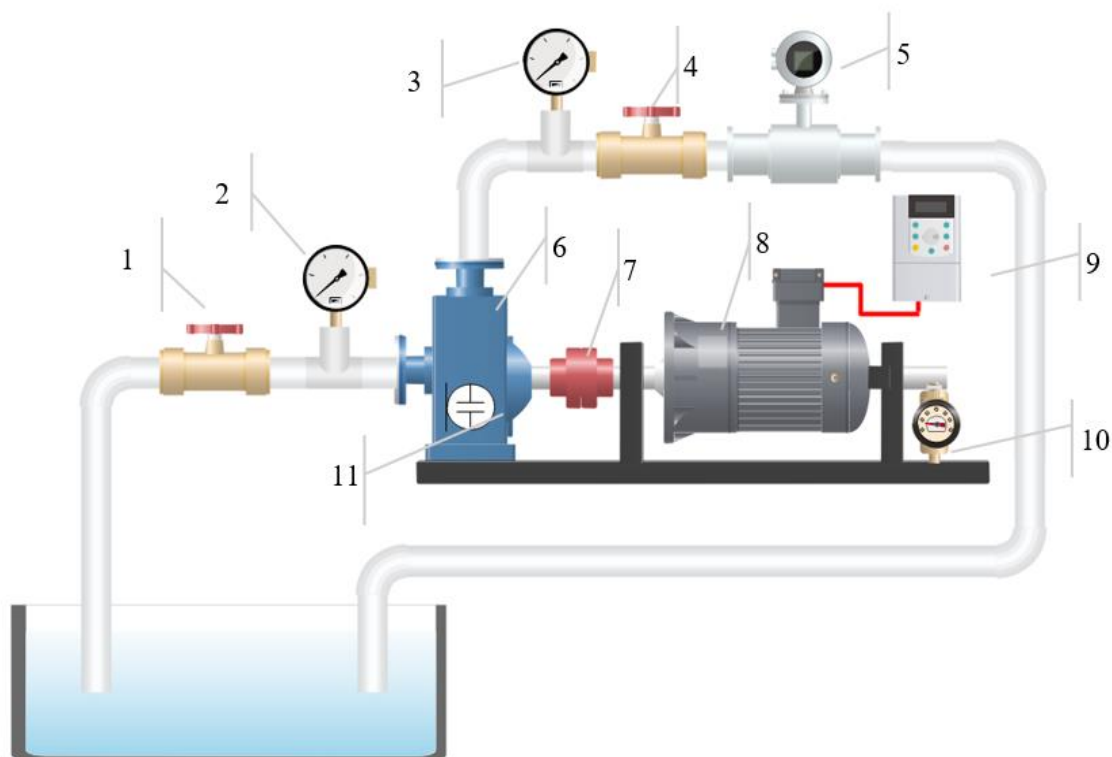


Figura 2-12 - Esquema de um típico banco de ensaio de bombas.

Num banco de ensaio de bombas típico, a bomba (6) encontra-se ligada a um motor elétrico (8) através de um acoplamento (7). A rotação do motor é controlada por um variador de velocidade (9). Uma válvula montada na conduta de aspiração (1) permite variar a perda de carga e um manómetro (2) monitorizar a pressão. Na conduta de compressão encontra-se uma válvula (4) e um monómetro (3) que, tal como na aspiração permite alterar a perda de carga e aferir o valor da pressão. Um caudalímetro (5), neste caso montado no troço de compressão, permite medir os valores de caudal. Para a deteção da cavitação um microfone (ou dispositivo similar) é utilizado para analisar os valores de vibração e ruído (11), o binário transmitido ao veio é medido através de um dinamómetro (10).

2.5.2. Determinação das curvas características

A construção da curva $H(Q)$ baseia-se no facto dos pontos de funcionamento pertencerem simultaneamente à curva da bomba e à curva da instalação. O processo de determinação das curvas é efetuado mantendo a velocidade de rotação constante por ajustamento do variador de velocidades.

O banco de ensaios permite variar a curva da instalação através do ajuste da válvula de regulação (4) da Figura 2-12. Na Figura 2-13 ilustra-se o processo de construção da curva característica.

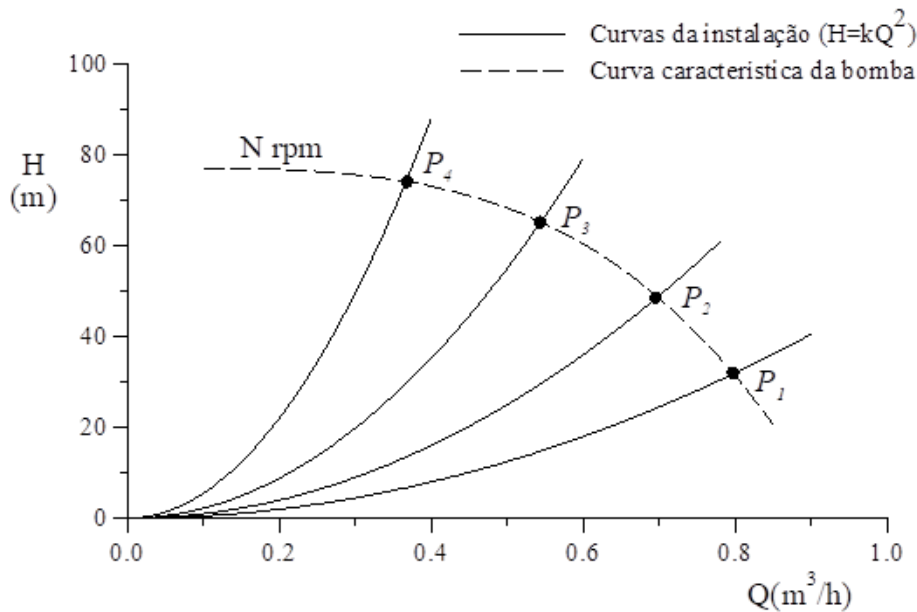


Figura 2-13 - Obtenção experimental da curva característica de uma bomba [21].

Para cada posição da válvula, medem-se os valores de pressão através dos manómetros a montante e a jusante da bomba (2) e (3) da Figura 2-12 e o débito utilizando o caudalímetro (5) da mesma figura.

Para a obtenção do rendimento da bomba, é necessário conhecer a curva $H(Q)$ e a potência transmitida ao seu eixo, P_d ; então, tanto o binário como a velocidade de rotação têm de ser conhecidos. Para a obtenção do binário utiliza-se o dinamómetro (10), sabendo a velocidade de rotação, ω [rpm]; a força no dinamómetro, F [N]; e a distância (braço), B [m], entre o centro do eixo e dinamómetro, é possível calcular o binário transmitido através da equação 2.15.

$$P_d = F \times \frac{(2\pi \cdot \omega \cdot B)}{60} \quad (2.15)$$

Relembrando a equação 2.1, o rendimento para cada ponto pode ser calculado por:

$$\eta = \frac{P_u}{P_d} = \frac{\rho g Q_v H_u}{P_d} = \frac{\rho g Q_v H_u \times 60}{F \cdot (2\pi \cdot \omega \cdot B)} \quad (2.16)$$

A curva de rendimento, $\eta(Q)$, é construída repetindo este procedimento para a gama de caudal característica.

No caso da curva $NPSH(Q)$ esta é obtida introduzindo perda de carga na aspiração, por regulação da válvula (1). Desta forma a pressão de entrada na bomba será suficientemente baixa para que a cavitação se inicie.

Por sua vez, para a deteção da cavitação, podem ser utilizados acelerómetros acoplados à bomba, com o objetivo de medir as vibrações; microfones, com o objetivo de aferir o ruído causado pela cavitação ou ainda através da monitorização da pressão dinâmica na conduta de aspiração [7].

Este procedimento é repetido para a gama de caudais, à semelhança do que foi realizado para as outras curvas, obtendo-se então a curva de $NPSH(Q)$.

3. MONTAGEM EXPERIMENTAL E SEU MELHORAMENTO

3.1. Montagem existente

À data do início deste trabalho, existia no laboratório de Termodinâmica e Dinâmica de Fluidos do DEMI da FCT-UNL, um banco de ensaio de bombas que apresentava várias deficiências devido à instrumentação utilizada. Este banco de ensaios permite apenas determinar curvas do tipo $H(Q)$ para uma gama de caudal reduzida. Na Figura 3-1 a versão inicial do banco de ensaios.



Figura 3-1 – Configuração inicial do banco de ensaios.

Lista de componentes da Figura 3-1:

1. Manómetro de Bourdon (secção de saída da bomba);
2. Manómetro de Bourdon (secção de entrada da bomba);
3. Válvula de regulação (troço aspiração);
4. Válvula de regulação (troço compressão);
5. Bomba EFACEC tipo 2P25-57;
6. Variador de frequências Allen-Bradley Power-flex 4;
7. Reservatório;
8. Conjunto de rotâmetros GEC-Elliot

Apesar do banco de ensaios estar operacional apresentava insuficiências que necessitavam ser corrigidas. Para a medição do caudal utilizavam-se dois rotâmetros em paralelo (8, ver Figura 3-1) com uma gama insuficiente (de 3 a 80 l/min), substancialmente inferior à fornecida pela bomba.

Os manómetros utilizados para a medição das pressões (1 e 2, Figura 3-1) permitem apenas uma leitura aproximada do valor médio da pressão e com baixa precisão.

Era necessário recorrer a um estroboscópio para aferir com rigor a velocidade de rotação pois a frequência indicada no variador de frequência não corresponde diretamente ao valor da velocidade de rotação pois varia com a carga da bomba.

3.2. Alterações à montagem

O banco de ensaios de bombas sofreu várias modificações durante a execução deste trabalho. Todas as alterações foram realizadas com o objetivo de melhorar os resultados dos ensaios e facilitar o procedimento de obtenção das curvas características. Nesta secção descrevem-se pormenorizadamente as transformações efetuadas.

3.2.1. Transdutores de pressão

Para melhorar a precisão e possibilitar a aquisição dos valores da pressão utilizando um computador, foram adicionados à montagem dois transdutores de pressão. Ambos os transdutores foram colocados em paralelo com os respetivos manómetros de Bourdon. Para tal foi necessário proceder à alteração das tubagens das tomadas de pressão como ilustrado na Figura 3-2.



Figura 3-2 - Transdutor de pressão montado em paralelo com o manómetro.

A escolha dos transdutores recaiu no modelo *S11* produzidos pela *WIKA* pois encontravam-se três exemplares disponíveis no laboratório de Termodinâmica e Dinâmica de Fluidos. Para aplicação no troço de aspiração, utilizou-se um sensor com uma gama de leitura de -1 a 0 bar e para o troço de compressão um sensor de 0 a 10 bar.

Para a medição da pressão, estes sensores utilizam o efeito piezo-resistivo, uma alteração das tensões mecânicas do material semiconductor, causam uma alteração na sua resistividade elétrica. O sensor é composto por um diafragma, de silício, onde uma variação da pressão causa uma variação da resistência elétrica do sensor. A variação da resistência está intimamente ligada com a variação da pressão [8].

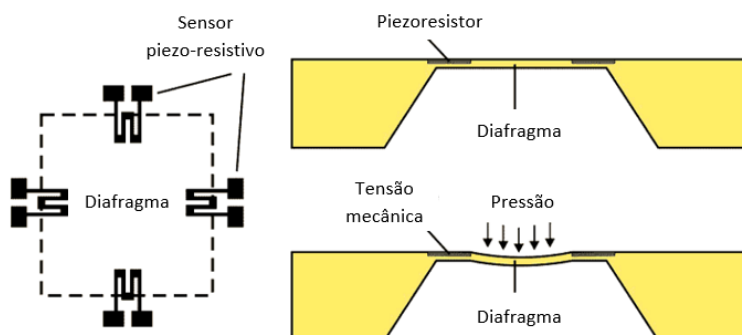


Figura 3-3. Componentes do sensor de pressão (adaptado) [22].

Os sensores são alimentados por uma tensão de 12 V sendo o seu *output* um sinal em tensão variável entre os 0 e os 5 V. O processamento deste sinal será abordado em detalhe mais à frente neste trabalho, na secção 3.2.5.

A precisão de referência, Ref_{acc} , dos sensores foi calculada através da equação (3.1) e dos dados fornecidos no manual [9].

$$Ref_{acc} = 0.5\% \times gama \quad (3.1)$$

Como um dos sensores apresenta uma gama de 10 bar, a precisão de referência é de:

$$Ref_{acc} = 0.5\% \times 10 = 0.05 \text{ bar } (\approx 50 \text{ cm c. a.}) \quad (3.2)$$

Analogamente, para o sensor colocado no troço de aspiração, cuja gama é de 1 bar, a precisão de referência é de 0.005 bar ($\approx 5 \text{ cm c.a.}$).

3.2.2. Caudalímetro

Para substituir o conjunto de rotâmetros aumentando a gama de caudal escolheu-se um caudalímetro magnético-indutivo modelo *SM9000* produzido pela *ifm*.

O princípio de funcionamento deste caudalímetro baseia-se no princípio da indução de Faraday. Um conjunto de bobines cria um campo magnético no tubo de medição, quando um fluido condutor escoar através desse tubo produz uma tensão que é proporcional à velocidade de escoamento [10].

Por se tratar de um sensor indutivo, não são utilizadas peças moveis na sua construção como tal, tem uma manutenção baixa e uma grande longevidade.

Este caudalímetro permite medir caudais entre os 5 e os 300 l/min, a resolução apresentada no ecrã do próprio caudalímetro é de 0.5 l/min, contudo, a resolução do sinal de saída é consideravelmente superior. O equipamento, possui duas saídas de sinal configuráveis, uma analógica e outra digital. Nesta aplicação, a saída analógica foi configurada para um sinal em tensão que varia linearmente com o caudal entre os 0 e os 10 V. O processamento do sinal de saída e o processo de aquisição de dados com o computador será analisado em detalhe na secção 3.2.5.

Para o seu funcionamento, o caudalímetro requer uma tensão entre os 18 V e os 30 V, fornecidos por uma fonte de alimentação específica produzida pela *ifm*. Para proceder à instalação do caudalímetro no banco de ensaio, foi necessário construir uma tubagem de acordo com as indicações do fabricante¹, como representado na Figura 3-4. Na Figura 3-5 representa-se a montagem do caudalímetro na instalação.

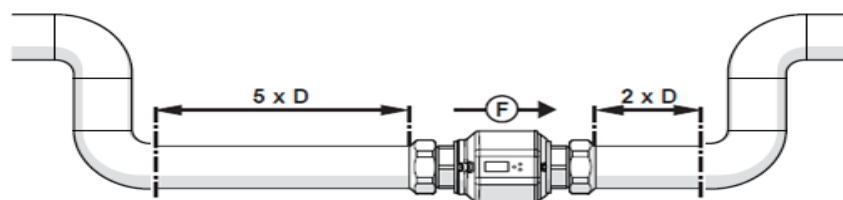


Figura 3-4 - Posição de montagem recomendada [10].

¹ O caudalímetro deverá ser instalado de forma a fique sempre submerso, é necessário um troço retilíneo, sem restrições, de 5x o diâmetro nominal a montante e 2x o diâmetro nominal a jusante com o intuito de garantir um escoamento completamente desenvolvido.



Figura 3-5 Instalação do caudalímetro.

3.2.3. Tacómetro

Com o intuito de monitorizar permanentemente as rotações do veio da bomba e adquirir esses valores para o computador, optou-se pela instalação de um tacómetro no banco de ensaios.

O tacómetro foi construído através de um íman permanente colocado no ventilador traseiro do motor que aciona a bomba e um sensor de efeito Hall. Este sensor é um transdutor que varia a sua tensão de saída em resposta a uma variação do campo magnético. Este princípio de funcionamento encontra-se explicitado na Figura 3-6, onde a variação do campo magnético causa uma alteração da tensão V . Neste caso, a cada rotação do eixo da bomba o íman desloca-se sobre o sensor alterando o seu sinal de saída. O processamento do sinal de saída do sensor e a respetiva conversão em rpm será abordada em detalhe na secção 3.2.5.

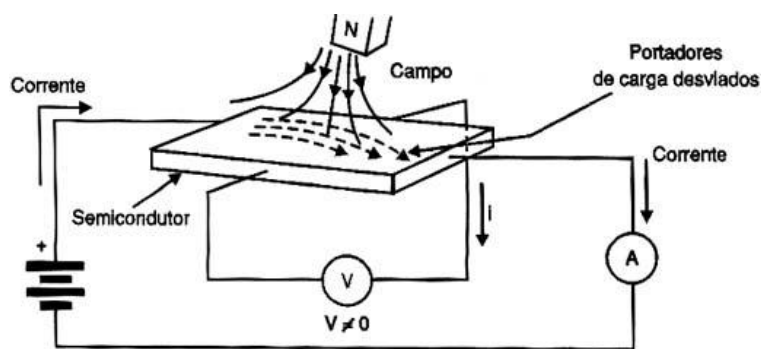


Figura 3-6 Princípio de funcionamento de um sensor de efeito Hall [23].

Na Figura 3-7 mostra-se o posicionamento do sensor (1), do íman permanente (2) colado à face anterior do ventilador (3) e a carcaça do motor (4).

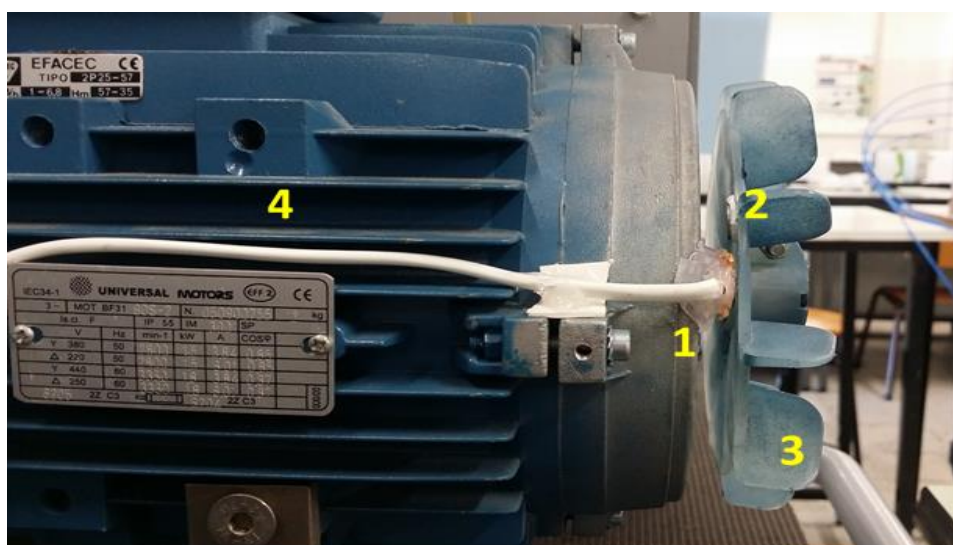


Figura 3-7 Pormenor da instalação do tacómetro.

3.2.4. Medidor de potência

Para aferir a potência elétrica consumida pelo motor que aciona a bomba, utilizou-se um *Analizador de Energia e Potência*, trifásico, modelo *C.A.8334B* fabricado pela *Chauvin Arnoux* gentilmente cedido pelo departamento de Engenharia Eletrotécnica e de Computadores da FCT-UNL. Este analisador permite determinar qual a tensão e corrente em cada fase, bem como a potência aparente, ativa e reativa. Para o presente trabalho, é apenas importante determinar a potência aparente consumida pelo conjunto das três fases.

O analisador foi configurado para uma ligação trifásica sem neutro, cuja corrente por fase varie entre 0 e 5 A. Os processos de configuração e a ligação das seis pinças de prova foram executados de acordo com as instruções do fabricante [11]. Um esquema das ligações elétricas do analisador encontra-se representado na Figura 3-8.

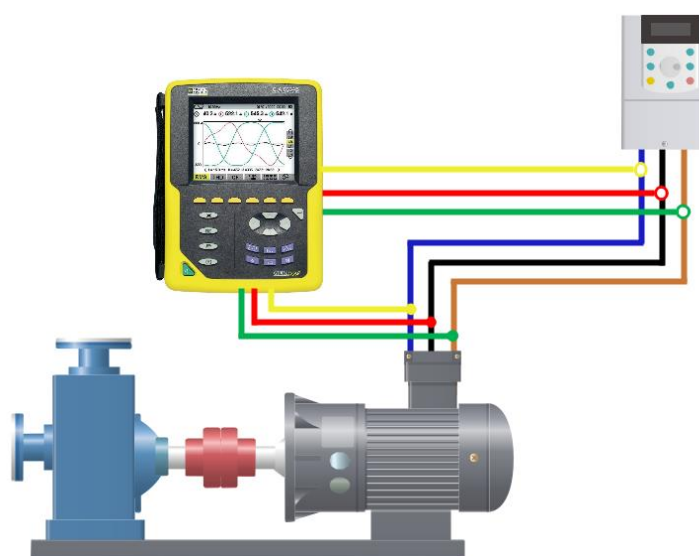


Figura 3-8. Esquema de ligação do Analisador de potência.

3.2.5. Arduino

O processamento dos sinais dos diversos sensores e a aquisição de dados é assegurada por um *Arduino Uno*. Definiu-se que o banco de ensaios deveria ser capaz de operar sem a necessidade de um computador, como tal, o *Arduino* controla um ecrã LCD onde os valores de rotação, pressão e caudal são exibidos. No entanto, foi paralelamente desenvolvida uma ferramenta que permite que os dados adquiridos sejam gravados em tempo real num ficheiro *Excel*, nesta situação torna-se necessário o recurso a um computador. O facto de os dados serem armazenados num ficheiro permite que seja efetuado o seu pós-processamento. O que é especialmente pertinente quando se pretende tratar um grande número de ensaios ou estudar as variações temporais de qualquer uma das grandezas adquiridas.

O *Arduino* utilizado possui catorze pinos digitais que podem ser configurados como *inputs* ou *outputs* e seis *inputs* analógicos. Apesar de se considerar que o *Arduino* possui *inputs* analógicos é importante referir que o microcontrolador que o constitui (ATmega328P) processa o sinal analógico através de um conversor analógico/digital (ADC, *analog to digital converter*) de 10-bits, isto é, o sinal analógico é convertido em $2^{10} = 1024$ valores discretos, assim, e sabendo que a tensão máxima que se pode aplicar num input, corresponde à tensão do sistema (5 V DC) é possível calcular a resolução máxima de leitura do *Arduino*:

$$Resolução_{analógica} = \frac{Tensão\ sistema}{Resolução\ do\ ADC} = \left(\frac{5\ [V]}{1023\ [níveis]} \right) \approx 4.89 \approx 5\ \left[\frac{mV}{nível} \right] \quad (3.3)$$

Devido à tensão de sistema ser 5 V DC, a tensão dos sinais de input nunca pode superar este valor. Como tal, os sinais analógicos enviados pelos sensores deverão variar entre os 0 e os 5 V DC.

I. Transdutor de pressão.

Como visto no ponto anterior, o sinal de saída dos transdutores de pressão é um sinal em tensão que varia entre os 0 e os 5 V.

Considerando que o transdutor escolhido para o troço de compressão, tem uma gama de 10 bar pode-se estabelecer uma relação de entre a tensão de saída e a pressão. Como a resolução analógica é de 5mV, podemos calcular qual a máxima resolução que se atinge nesta configuração.

$$Resolução = Res_{analog} \frac{Gama}{Tensão\ saída} = \left(0.005 \left[\frac{V}{nível} \right] \times \frac{10\ [bar]}{5\ [V]} \right) = 0.01 \left[\frac{bar}{nível} \right] \quad (3.4)$$

Repetindo o processo acima para o transdutor do troço de aspiração, conclui-se que a resolução é de $0.001 \left[\frac{bar}{nível} \right]$.

Assim, garante-se que a precisão das medições de pressão será limitada pela precisão de referência do transdutor e não pelo conversor analógico/digital inerente ao *Arduino*.

Durante os primeiros testes de aquisição de dados, verificou-se que os valores de pressão oscilavam de tal forma que tornavam a leitura no LCD impraticável. Tal facto devia-se à taxa de aquisição do *Arduino*, eram enviadas para o ecrã cerca de 200 leituras por segundo. Para possibilitar as leituras no LCD poder-se-ia reduzir consideravelmente a taxa de aquisição, no entanto a precisão do valor seria baixa e iria diferir bastante entre leituras. Esta característica deve-se não só ao ruído presente no sinal, mas também à turbulência presente escoamento. Na Figura 3-9 apresentam-se duas leituras da pressão de aspiração a diferentes taxas de aquisição, 200 Hz em a-) e 5 Hz em b-). Na Figura 3-9 b-) é fácil constatar que a redução na frequência de aquisição provocaria uma grande perda de informação.

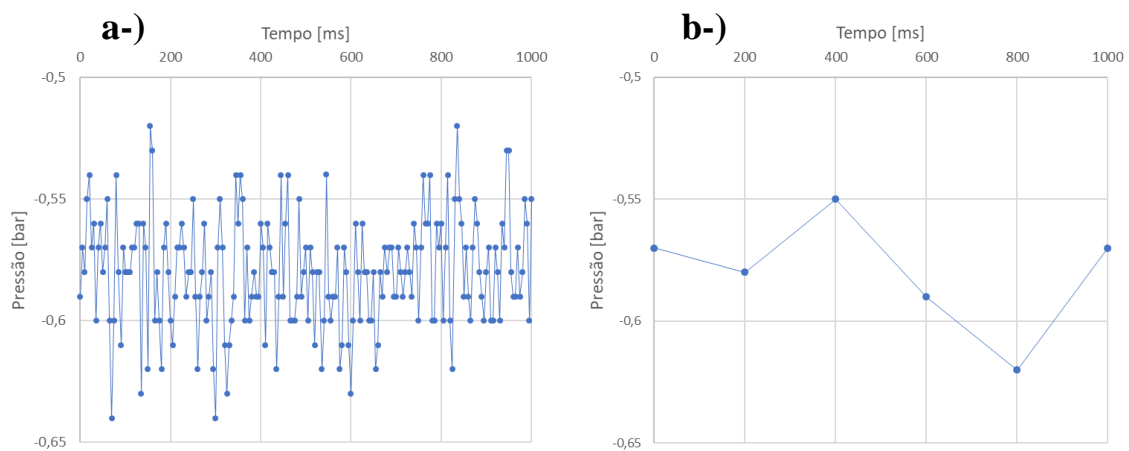


Figura 3-9. Sinal da pressão de aspiração com taxa de aquisição: a-) taxa de 200 Hz; b-) taxa de 5 Hz.

A resolução desta contrariedade passou pela adoção de um algoritmo de média móvel simples (SMA). Neste algoritmo, é definido inicialmente um número de amostras (por exemplo 10), o *Arduino* lê esses 10 valores e guarda-os num vetor fazendo a sua média, na leitura seguinte o valor da primeira posição do vetor será descartado e substituído pela mais recente leitura. Desta forma, os valores mais antigos serão substituídos pelos valores mais recentes mantendo sempre um “peso” das leituras anteriores. Quanto maior for o número de amostras mais suave será a variação do sinal de saída, no entanto, a perceção a alterações no sinal também será reduzida.

Na Figura 3-10 apresenta-se o sinal obtido por aplicação de uma média móvel com 30 amostras e uma frequência de aquisição de 100 Hz, constata-se que o efeito do ruído e da turbulência foram praticamente eliminados.

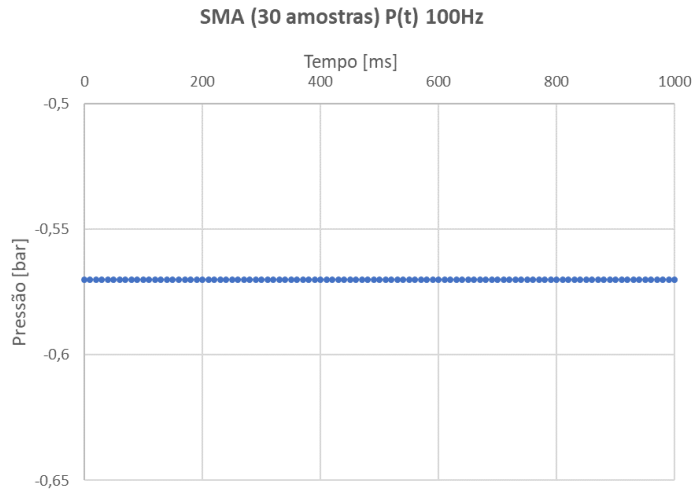


Figura 3-10. Sinal de pressão de aspiração com SMA a 100Hz

O transdutor de pressão colocado no troço de compressão produzia um sinal semelhante ao anteriormente ilustrado, no entanto, devido à turbulência ser menor neste troço, uma média móvel com 10 amostras revelou-se adequada.

II. Caudalímetro.

O sinal de saída selecionado no caudalímetro é um sinal que varia linearmente entre os 0 e os 10V, para caudais entre os 0 e os 300 l/min, se o sinal de saída fosse diretamente ligado ao *Arduino*, apenas seria possível ler caudais entre os 0 e os 150 l/min, pois caudais superiores produziram sinais superiores à tensão máxima permitida podendo causar danos irreversíveis ao conversor ADC.

Para que fosse possível ler caudais em toda a gama do sensor optou-se por transformar o sinal de saída num sinal de 0 a 5 V. Para este efeito utilizou-se um divisor de tensão como ilustrado na Figura 3-11.

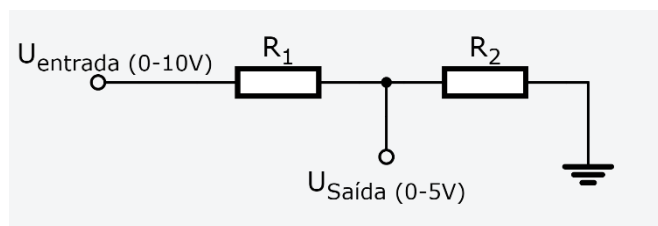


Figura 3-11 - Divisor de tensão utilizado na saída do caudalímetro.

Como o objetivo é reduzir o valor máximo do sinal para metade, podem ser escolhidas duas quaisquer resistências iguais, para esta aplicação escolheram-se duas resistências de 10K, desta forma, a tensão de saída é dada por:

$$U_s = U_e \times \frac{R_2}{R_1 + R_2} ; R_1 = 10 \text{ k}\Omega , R_2 = 10 \text{ k}\Omega ; U_s = \frac{U_e}{2} \quad (3.5)$$

No manual do fabricante não é dada qualquer informação quanto à resolução do sinal analógico, no entanto, após vários contactos com a *ifm* obteve-se a informação de que o sinal de saída (tanto em tensão como em corrente) é dividido em 2^{14} intervalos.

Sabendo o valor da resolução do sinal do caudalímetro é então possível calcular qual o valor mínimo da escala, tanto em tensão como em litros por minuto, donde:

$$\frac{10[V]}{2^{14}} \approx 0.61 \left[\frac{mV}{intervalo} \right] ; \frac{300}{2^{14}} \approx 0.02 \left[\frac{l}{min} / intervalo \right] \quad (3.6)$$

Note-se que a resolução do *Arduino* (10-bits) é inferior à resolução do sensor (14-bits), isto é, o *Arduino* apenas consegue distinguir alterações de 5 mV enquanto que o sensor é capaz de diferenciar alterações cerca de 8 vezes mais pequenas. O limite de 5 mV é uma consequência do conversor analógico digital interno do *Arduino*, como tal, para superar esta limitação, optou-se pela utilização de um conversor externo.

Escolheu-se um conversor ADS115 de 16-bits. Liga-se o sinal de saída do divisor de tensão ao conversor, o valor de tensão é assim convertido num valor digital que por sua vez é transmitido para o *Arduino*. A comunicação entre o módulo conversor e o *Arduino* estabelece-se através de um protocolo de comunicações I^2C . Dos 16-bits do conversor, um é reservado para a comunicação sendo que os restantes são utilizados para a conversão. Desta forma converte-se o sinal em 2^{15} intervalos discretos.

A resolução analógica do módulo ADC pode ser então calculada, no entanto, ao contrário do *Arduino*, a tensão utilizada para o cálculo não é a tensão de sistema, mas sim a tensão definida pelo *Amplificador de ganho* (PGA, *Programable Gain Amplifier*) sendo que neste caso, foi utilizado o valor definido por defeito de 6.144 V [12].

$$Resolução_{analog.} = \frac{Tensão\ PGA}{Resolução\ do\ ADC} = \left(\frac{6.144\ V}{2^{15}} \right) \approx 0.1875 \left[\frac{mV}{nível} \right] \quad (3.7)$$

Considerando que a resolução do caudalímetro é inferior à resolução do módulo ADC garante-se que os equipamentos utilizados para a aquisição não afetam a resolução das leituras efetuadas pelos sensores.

Logo após os primeiros ensaios, observou-se que o ruído no sinal de saída do caudalímetro era elevado. A introdução de um algoritmo de média móvel com 60 amostras atenuou consideravelmente o ruído presente no sinal, ainda assim, não o eliminou totalmente. A introdução de um número de maior de amostras para a média móvel levaria uma aquisição mais lenta e a possíveis problemas de memória no *Arduino*.

A introdução de um filtro passa baixo no sinal de saída é uma alternativa, recorrente quando se pretende remover a componente do ruído de um sinal. Um filtro passa baixo de primeira ordem pode ser construído associando uma resistência em série com um condensador. Os valores escolhidos para a resistência e para o condensador estão diretamente relacionados com a frequência a partir do qual a energia do sinal começa a ser atenuada, denominada frequência de

corrente. Tendo em conta a resistência R1 do divisor de tensão utilizado anteriormente e escolhendo um condensador de 100 µF, a frequência de corte é dada por:

$$f_c = \frac{1}{2\pi RC} = \frac{1}{2\pi \times (10 \times 10^3) \times (100 \times 10^{-6})} \approx 0.16 \text{ Hz} \quad (3.8)$$

Considerando que o sinal pretendido é um sinal quase constante, poderia ser escolhido um condensador (ou resistência) de maior valor, baixando assim a frequência de corte para um valor mais próximo de zero, consequentemente, estas alterações levariam a que o sinal demorasse mais tempo a estabilizar e a responder a alterações do sistema. O valor para o condensador foi escolhido através de vários ensaios experimentais, onde se concluiu que 100 uF produzia um sinal suficientemente estável com um tempo de resposta aceitável.

A configuração final do divisor de tensão e do filtro passa baixo a que o sinal de saída do caudalímetro está sujeito encontra-se representada na Figura 3-12.

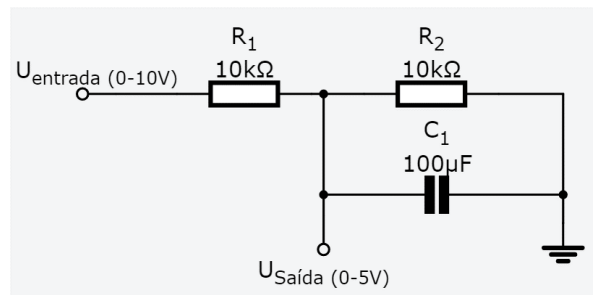


Figura 3-12. Divisor de tensão e filtro passa baixo.

III. Tacómetro.

A cada rotação do veio da bomba, um íman permanente desloca-se sobre um sensor de Hall. A passagem do íman causa uma variação da tensão de saída do sensor. Na Figura 3-13 representa-se a variação do sinal de saída em intervalos discretos em função do tempo para uma rotação de 2400 rpm.

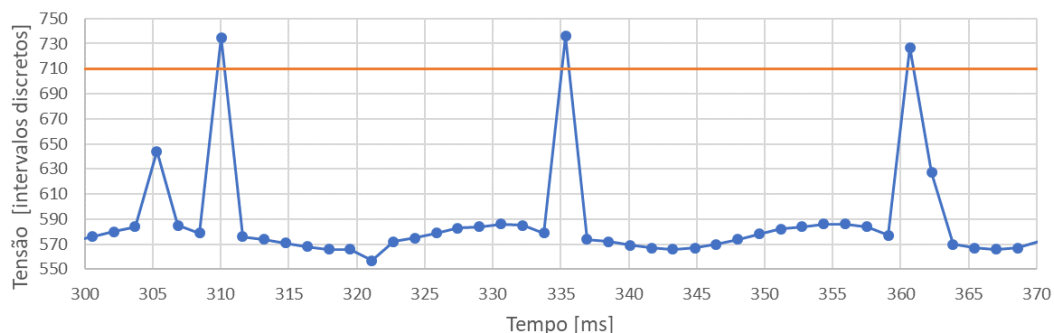


Figura 3-13. Sinal de saída do sensor Hall para uma rotação de 2400 rpm (40Hz).

A reta a laranja representa o limiar a partir do qual um qualquer pico é considerado uma rotação. Isto é, o ruído causado pelo funcionamento do motor trifásico provoca alguns picos ocasionais no sinal, no entanto, a distância entre o íman e o sensor de Hall foi ajustada para que

o pico causado pela passagem do íman seja substancialmente superior aos picos do ruído. O valor do limiar representado pela reta a laranja foi determinado, através de vários ensaios experimentais.

Para que a rotação seja calculada através do sinal acima demonstrado, o *Arduino* calcula a diferença de tempo entre dois picos consecutivos, em seguida, calcula quantas passagens do íman ocorrem num segundo através de uma simples regressão linear. No exemplo da Figura 3-13 verifica-se que a diferença entre picos é de 25 ms, ou seja, ocorre uma rotação do veio da bomba a cada 25 ms. Como a rotação se mantém constante neste intervalo de tempo, é possível calcular que:

$$rotação [Hz] = \frac{1000 [ms/s]}{25 [ms/rotação]} = 40 Hz = 2400 rpm \quad (3.9)$$

Como o cálculo da rotação exige uma grande precisão temporal por parte do *Arduino*, a execução destes comandos não pode ser colocada no mesmo ciclo com as leituras de caudal e pressão, pois o processo poderia ser demasiado demorado perdendo-se alguns picos, como tal, a rotação é determinada de forma independente dos restantes parâmetros.

IV. Desenvolvimento.

Durante a fase de desenvolvimento, o código *Arduino* e os sensores enunciados anteriormente, foram implementados de forma progressiva. Nesta etapa surgiram inúmeros problemas à medida que os sensores eram adicionados e partes do código eram completadas. Enumerar todos os pequenos problemas e todos os pequenos defeitos que foram corrigidos durante o desenvolvimento deste protótipo é, na verdade, impraticável. No entanto é possível compreender que até chegar à versão do protótipo, apresentada na Figura 3-14, diversas configurações foram utilizadas, em especial, na componente do software, o programa *Arduino* foi reescrito diversas vezes para que o objetivo pretendido fosse atingido.

Na Figura 3-14 a-) apresenta-se a ultima versão do controlador com as ligações dos diversos sensores em duas *breadboards*, em b-) mostra-se o ecrã com a informação relativa aos diversos sensores momentos antes da realização de um ensaio

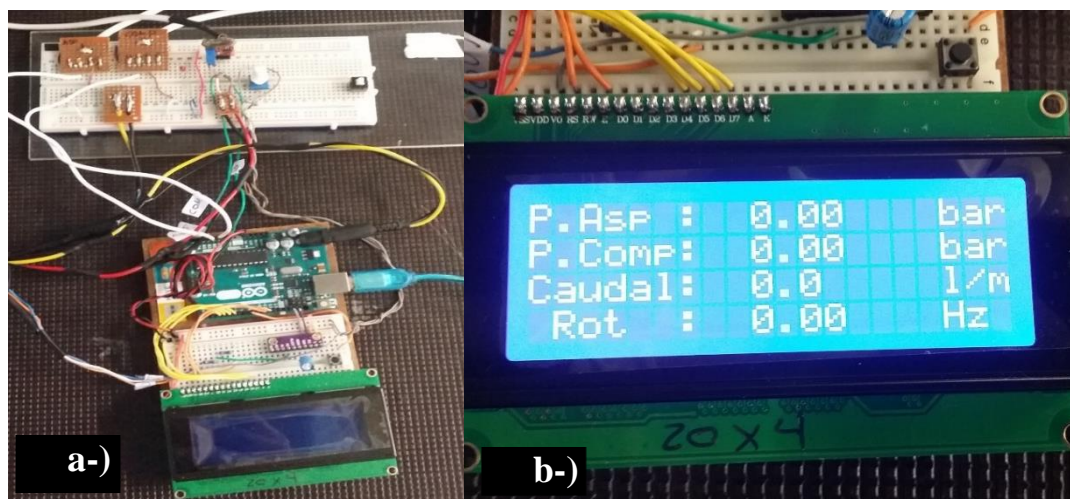


Figura 3-14. a-) Protótipo final do controlador; b-) Pormenor do ecrã LCD.

Com o intuito de tornar mais perceptível as diversas ligações dos diversos componentes representados na figura acima, optou-se por esquematizar todas ligações presentes na versão final, assim, na Figura 3-15 encontra-se uma ilustração, onde estão representados todos os componentes e ligações presentes na Figura 3-14. No entanto, representado detalhadamente e de uma forma mais explícita.

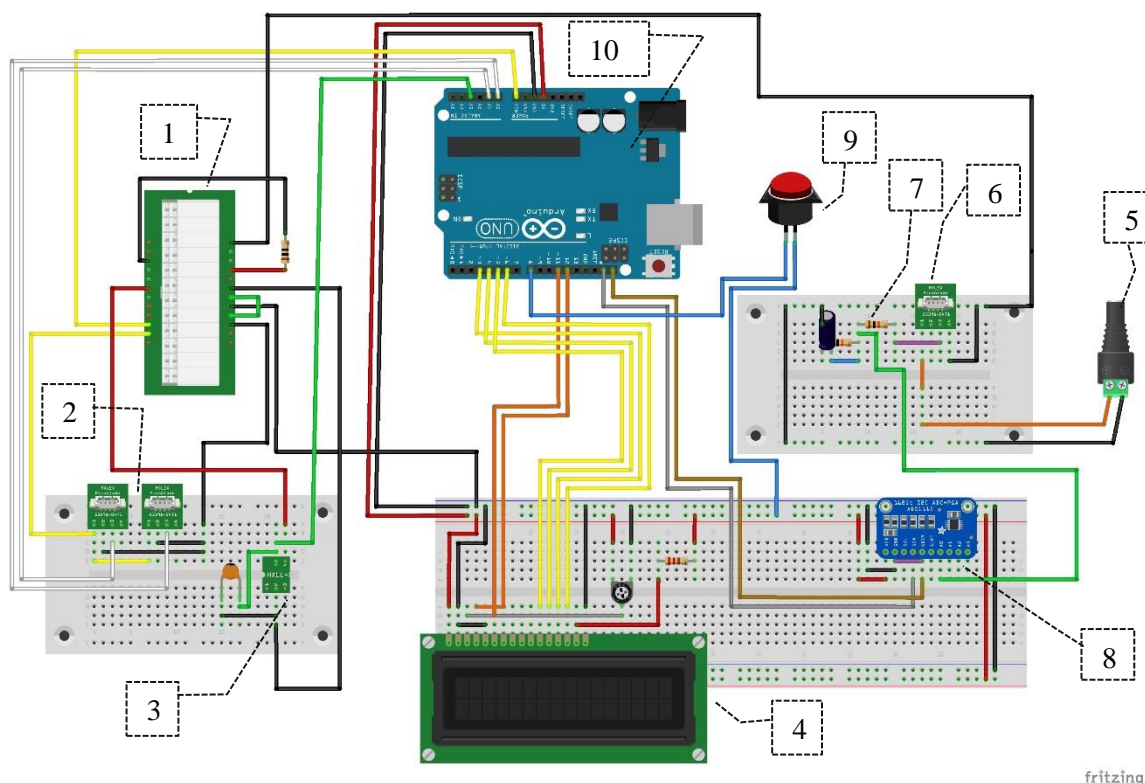


Figura 3-15. Ilustração das ligações (versão final do protótipo).

Lista de componentes da Figura 3-15:

1-) Conector fonte de alimentação; 2-) Conector transdutores de pressão; 3-) Sensor efeito Hall; 4-) Ecrã LCD; 5-) Conector de alimentação do caudalímetro; 6-) Conector do caudalímetro (dados); 7-) Filtro passa-baixo/divisor de tensão; 8-) Conversor ADC; 9-) Botão “enviar”; 10-) Arduino

O conector (1) corresponde a uma ficha fêmea ATX de 24-pinos onde deverá ser ligada uma fonte de alimentação, um *shunt* representado a verde entre o pino *PS_ON* e *GND* em associação a uma resistência de 10 Ω e 10 W entre os 5 V e *GND* garantem funcionamento da fonte nestas condições². A fonte terá como função alimentar todos os componentes à exceção do caudalímetro que deverá ser alimentado por uma fonte específica. Os dois conectores (2) representam o local onde se devem ligar os transdutores de pressão. Identifica-se por (3) o sensor de efeito Hall que será usado como taquímetro. O ecrã LCD de 20X4 caracteres representa-se por (4). Em (5) deve ser ligada a fonte de alimentação para o caudalímetro. Este, por sua vez, é ligado em (6). Em (7) encontra-se o divisor de tensão e o filtro passa-baixo cuja função é tratar o sinal de saída do caudalímetro antes de chegar ao conversor analógico-digital de 16-bits (8). Em (9) identifica-se o botão que permite o envio dos dados para o computador e o *Arduino* é representado por (10).

No Anexo A está disponível o esquema de ligações completo, o código utilizado durante os ensaios encontra-se no Anexo B.

V. Configuração final.

Com o objetivo de proteger o *Arduino* e os restantes circuitos, bem como tornar a utilização do banco mais acessível a qualquer usuário, optou-se pela construção de duas caixas.

Uma das caixas representa-se na Figura 3-16 e inclui a fonte de alimentação (produzida pela *ifm*). Prevendo futuras alterações esta caixa possui duas saídas de alimentação e duas saídas de sinal, permitindo assim a conexão independente dos dois caudalímetros. A construção foi efetuada adaptando uma caixa comercial genérica para projetos eletrónicos sendo as diversas fichas e o LED indicador acomodados no seu interior.



Figura 3-16. Caixa para ligação dos caudalímetros.

A montagem do *Arduino*, da fonte de alimentação de computador, de todos os circuitos inerentes aos vários transdutores, botões de controlo e ecrã; foi realizada numa outra caixa projetada de raiz pois nenhuma das alternativas comerciais apresentava dimensões adequadas.

² O processo descrito corresponde à adaptação de uma vulgar fonte de alimentação de computador em uma fonte de tensão constante (12 V, 5 V e 3.3 V).

Com recurso ao *Fab-Lab* da FCT-UNL foi possível cortar a *laser* todas as peças necessárias à sua construção. Devido ao baixo custo e à popularidade como material de prototipagem rápida, optou-se pela utilização de MDF (3 mm). Na Figura 3-17. Caixa de controlo dos diversos sensores. representa-se a caixa após a montagem de todas as fichas e componentes.

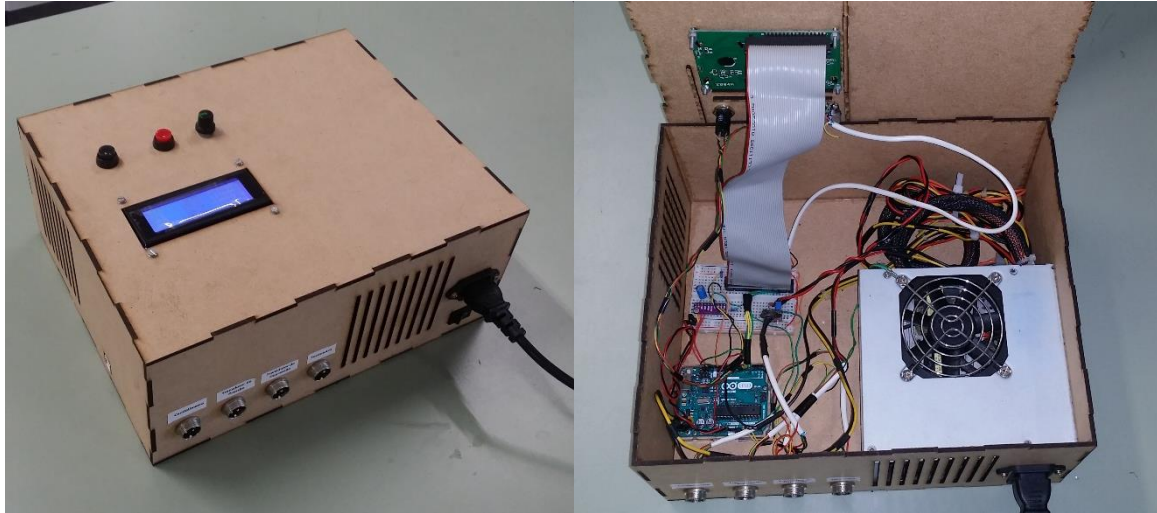


Figura 3-17. Caixa de controlo dos diversos sensores.

É relevante referir que todos os conectores colocados em ambas as caixas foram cuidadosamente escolhidos, utilizando a metodologia “*poka-yoke*”, de forma a que não seja possível ligar nenhum conector forma errada.

A construção das caixas permitiu a proteção e a fácil integração de todos os sistemas conferindo um aspeto cuidado à montagem experimental.

4. DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DE CURVAS CARACTERÍSTICAS

4.1. Procedimento experimental

Os resultados apresentados neste capítulo foram obtidos através de ensaios experimentais baseados no processo descrito na secção 2.5.2. Em cada ensaio, foi inicialmente selecionada no variador uma rotação. Após se atingir o regime permanente registam-se os valores da pressão e do caudal, bem como o valor da potência consumida pela bomba; em seguida é aumentada a perda de carga no troço de compressão e todas as variáveis são novamente retiradas. Este processo é repetido até ao valor máximo de perda de carga correspondente ao fecho total da válvula.

Durante os ensaios preliminares notou-se que a rotação da bomba não se mantinha constante (apesar da frequência definida no variador de frequências se manter inalterada). As variações da rotação eram sempre inferiores a 1 Hz (correspondente a 60 rpm), no entanto, este erro teria consequências nos resultados. Relembra-se que a teoria da similaridade descrita no ponto 2.3.5 parte do pressuposto que a rotação, ω , se mantém constante. A variação da rotação ocorre, pois, o motor elétrico utilizado é um motor de indução (assíncrono), como tal a velocidade de rotação do rotor é menor que a do campo girante (devido ao escorregamento), este, por sua vez, varia ligeiramente com a carga imposta ao veio.

Para evitar as variações na rotação, mediu-se com o tacómetro a velocidade de rotação no início do ensaio; à medida que este decorria, o variador de frequências foi ajustado para que a rotação inicial se mantivesse constante durante todo o procedimento.

Para análise neste capítulo serão apresentados três conjuntos de ensaios. Cada conjunto de ensaios corresponde à determinação das curvas a várias rotações diferentes.

No primeiro conjunto de ensaios foram obtidas as curvas para seis rotações diferentes, sendo a rotação mais elevada 3540 rpm e a mais baixa 600 rpm. Nos restantes conjuntos de ensaios optou-se por descartar estes dois pontos. Para a rotação de 3540 rpm, apesar de estar abaixo do valor máximo recomendado, verificou-se um aumento muito significativo da temperatura do motor, com o objetivo de prolongar a vida do equipamento, optou-se pela não repetição deste ensaio. O caso das 600 rpm foi escolhido apenas, para demonstrar que a uma rotação tão baixa os valores do rendimento reduzem-se significativamente.

4.2. Determinação das curvas características

O primeiro conjunto de ensaios foi realizado selecionando no variador de frequências: 59 Hz, 55 Hz, 50 Hz, 40 Hz, 30 Hz, 20 Hz e 10 Hz. A estas frequências correspondem respetivamente: 3540 rpm, 3300 rpm, 3000 rpm, 2400 rpm, 1800 rpm, 1200 rpm e 600 rpm.

As curvas $H(Q)$, representadas na Figura 4-1, apresentam a forma típica de uma bomba centrífuga. Velocidades de rotação mais elevadas apresentam valores de pressão e caudal também mais elevados. Contudo, é de referir que os valores de pressão e caudal não variam linearmente com a rotação. De facto, analisando as três curvas superiores verifica-se que a variação da pressão máxima é significativamente maior entre os 3300 rpm e os 3000 rpm quando comprada com a variação máxima entre os 3540 rpm e os 3300 rpm.

O valor da barra de erro apresentada corresponde à precisão de referencia dos transdutores de pressão. Sendo que o valor da altura é determinado por dois transdutores, em que o transdutor do troço de aspiração apresenta uma precisão de 0.005 bar e para o troço de compressão 0.05 bar, considerou-se 0.055 bar ($\approx 55 \text{ cm.c.a.}$) como valor do erro para medidas de pressão. No caso do caudal foi utilizado o valor de 0.02 l/min correspondente à resolução do caudalímetro, tornando a barra de erro horizontal impercetível na escala da figura.

Todas as curvas apresentadas em seguida foram obtidas através de aproximações polinomiais de terceira ordem dos pontos adquiridos experimentalmente ou de pontos calculados a partir de pontos experimentais.

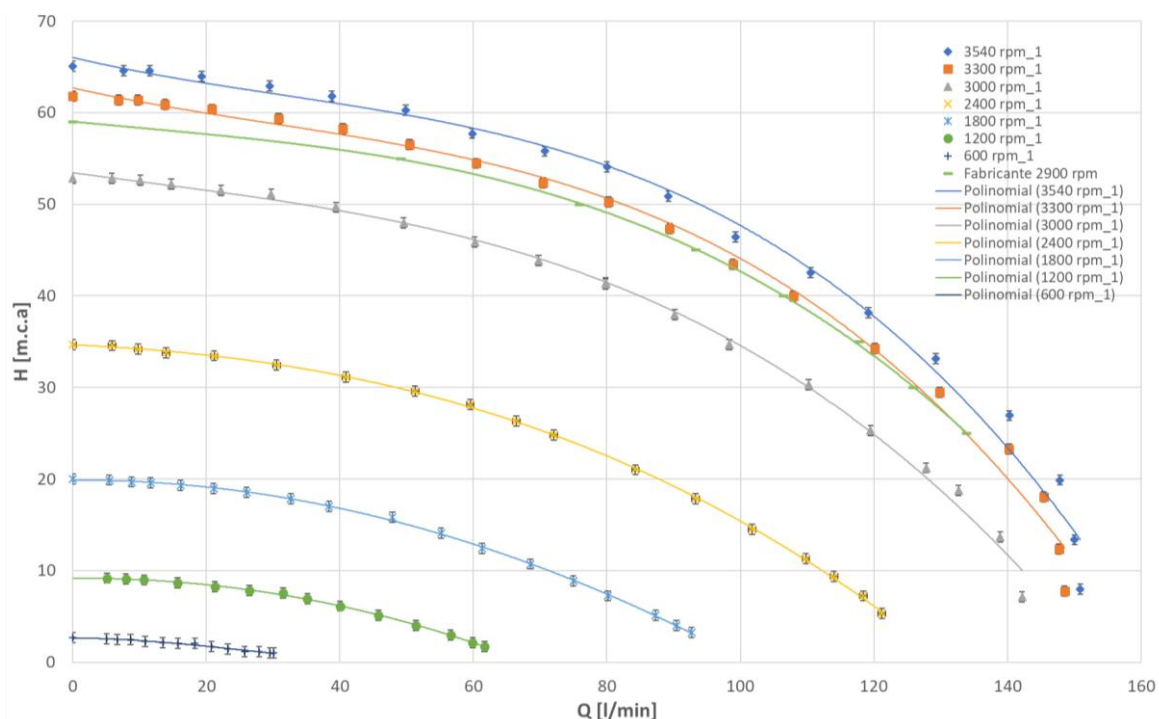


Figura 4-1. Curvas características $H(Q)$.

Através da adimensionalização dos valores de pressão e caudal obtêm-se as curvas coeficiente de altura, $cH = (\frac{gH}{\omega^2 D^2})$, em função do coeficiente de caudal, $cQ = (\frac{Q_v}{\omega D^3})$, representadas na Figura 4-2. O valor do diâmetro, D , utilizado para o cálculo dos coeficientes corresponde ao diâmetro do rotor da bomba utilizada. Para obter este valor foi necessário proceder à desmontagem da bomba e posterior medição, obtendo-se o valor de 150 mm para o diâmetro do rotor.

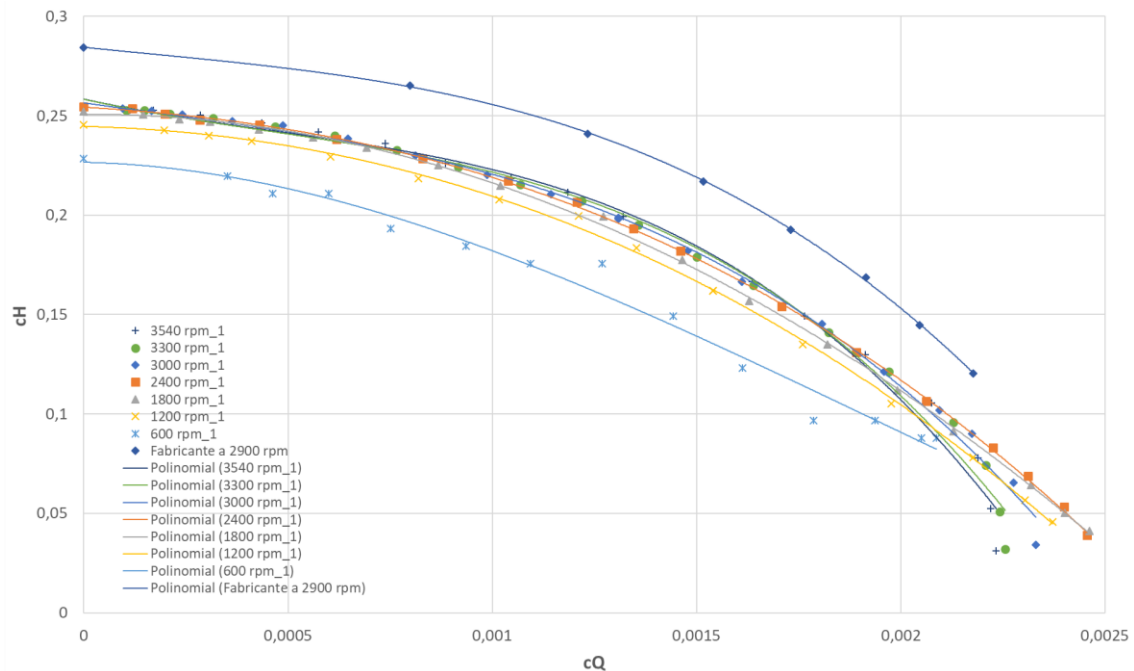


Figura 4-2. Curvas adimensionais $cH(cQ)$.

Através da figura acima, verifica-se que as curvas apresentam uma boa sobreposição, sendo que só nos maiores valores de caudal ocorre alguma dispersão. Para os valores de rotação entre as 3540 rpm e as 1200 rpm verifica-se que os pontos são praticamente coincidentes, em especial, nos valores de pressão mais elevados.

As curvas relativas a rotações mais baixas (600 rpm e 1200 rpm) já não se encontram sobrepostas às demais, o que indica dependência do escoamento relativamente ao número de Reynolds. Na curva de 1200 rpm, começa a ocorrer um descolamento desta curva face ao conjunto das restantes curvas. No caso extremo das 600 rpm verifica-se um afastamento completo da curva, provando que as forças viscosas têm um papel dominante face às de inércia a baixas rotações.

Na Figura 4-3 representa-se a evolução da potência elétrica consumida pelo motor em função do caudal. Como seria expectável, rotações mais elevadas requerem uma potência maior.

Note-se ainda que, no caso das rotações mais baixas, a 1200 rpm e a 600 rpm, a potência consumida é a mesma para as duas curvas apesar da rotação ser o dobro, facto que se explica devido à abrupta queda do rendimento.

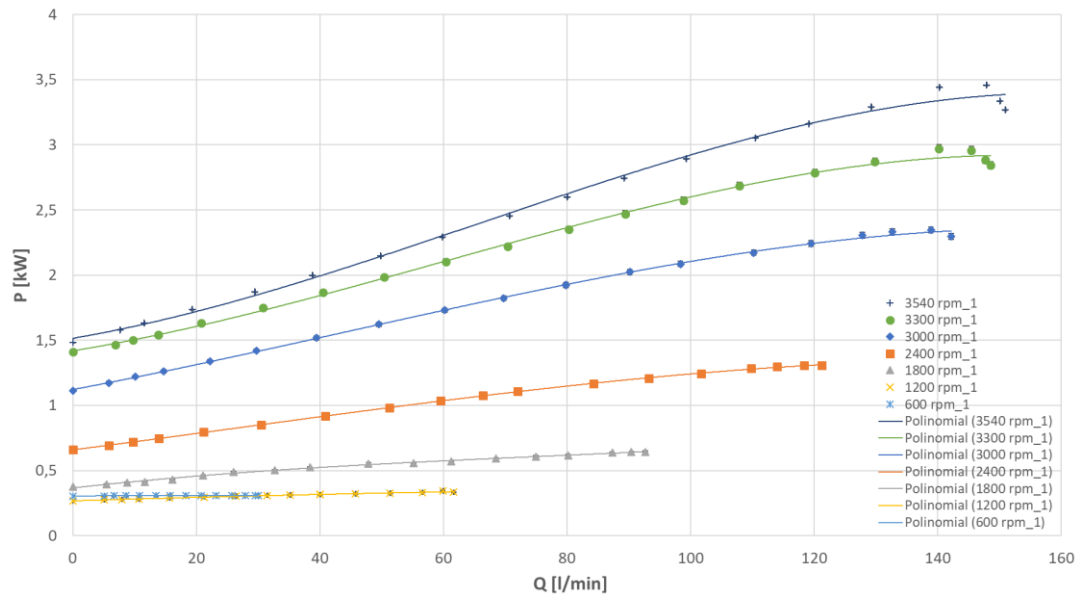


Figura 4-3. Curvas $P(Q)$.

Adimensionalizando a potência e o caudal através dos respectivos coeficientes $cP = \frac{P}{\rho \omega^3 D^5}$ e $cQ = \frac{Q_v}{\omega D^3}$. Obtêm-se assim as curvas representadas na Figura 4-4.

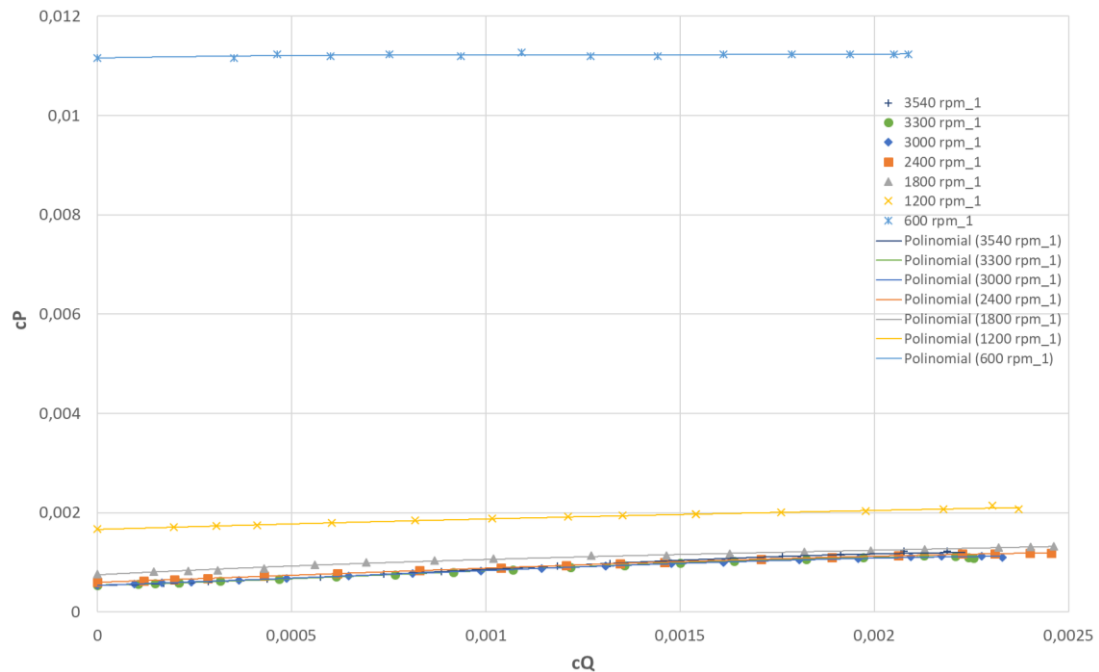


Figura 4-4. Curvas adimensionais $cP(cQ)$.

Na Figura 4-4 verifica-se facilmente que as curvas correspondentes às rotações mais baixas (600 rpm e 1200 rpm) apresentam um claro afastamento do conjunto das restantes curvas, confirmando a influência do número de Reynolds para as baixas rotações. Esta influência é tanto mais importante quanto menor for a rotação, consequência de o escoamento ser laminar.

Na Figura 4-5 representa-se a evolução do rendimento em função do coeficiente de caudal.

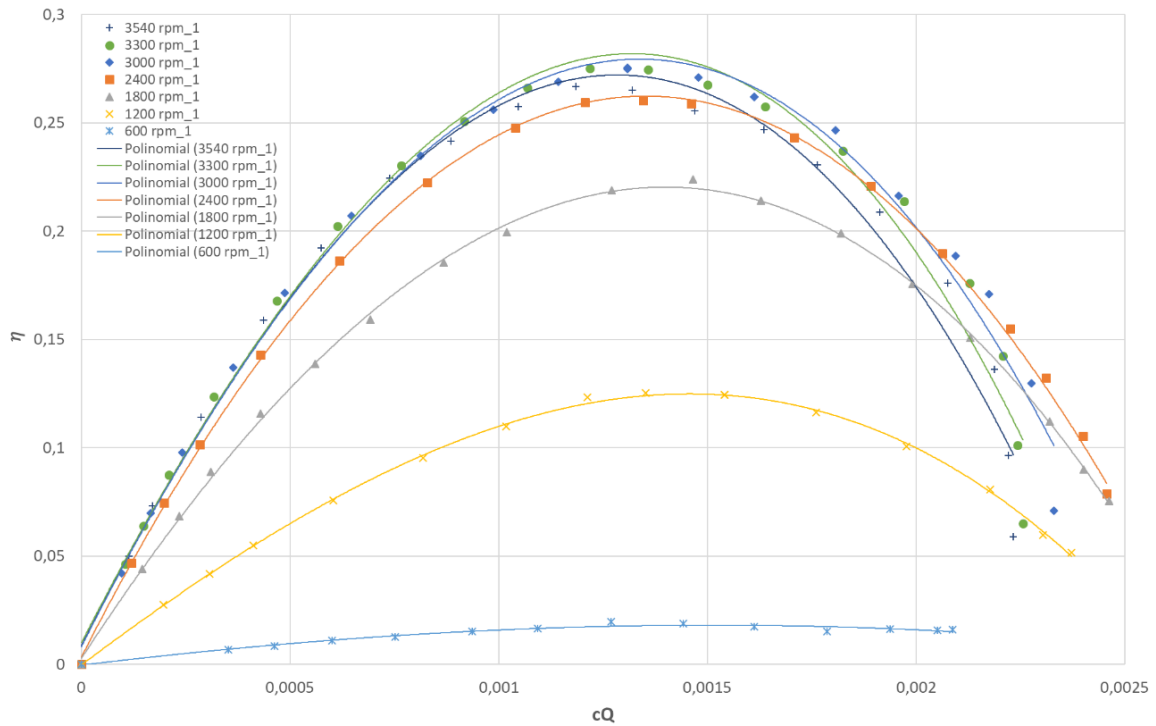


Figura 4-5. Curvas adimensionais $\eta(cQ)$.

As curvas apresentam uma melhor sobreposição para os menores valores do coeficiente de caudal. Tal como nas figuras anteriores, é nas rotações mais baixas (correspondentes a *Reynolds* inferiores) que as curvas apresentam um maior afastamento. A redução do rendimento é evidente para o caso da curva das 600 rpm, onde tanto os valores como a própria forma da curva diferem bastante dos restantes ensaios. A curva correspondente às 1200 rpm também apresenta um manifesto afastamento do conjunto.

Em comparação com a Figura 4-2, denota-se uma maior dispersão para as rotações mais elevadas. A curva correspondente às 1800 rpm apresenta ainda um afastamento expressivo do restante conjunto. Os indícios de descolamento das curvas são detetáveis para as 2400 rpm, enquanto que na Figura 4-2 só apareceram a 1200 rpm. Não obstante, para os valores mais pequenos do coeficiente de caudal, verifica-se uma sobreposição ótima das curvas correspondentes às 3540 rpm, 3300 rpm e 3000 rpm.

Parece assim que a influência do número de Reynolds é mais significativa sobre o rendimento que sobre a altura. Esta conclusão encontra-se de acordo com a bibliografia [2] como se demonstra na Figura 4-6. Nesta figura, f_h representa a dependência do coeficiente de altura do número de Reynolds e f_η do rendimento (o valor 1 indica que não há dependência).

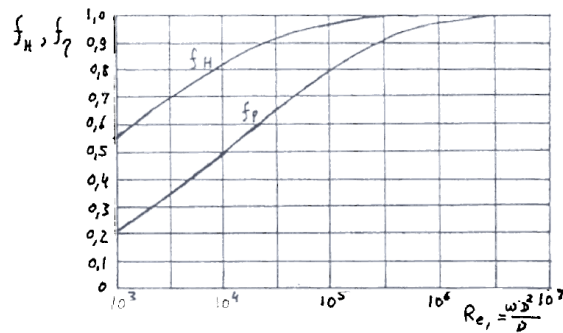


Figura 4-6. Curvas $f_n(R_e)$ e $f_H(R_e)$ para bombas centrífugas de tamanho médio [2].

Com o intuito de validar os resultados obtidos a montagem é testada quanto à sua repetibilidade. Efetuaram-se três baterias de ensaios, variando a velocidade de rotação entre as 3300 rpm e a 1200 rpm, em três dias diferente. Na Figura 4-7 apresentam-se os resultados dos três conjuntos de ensaios para as cinco rotações diferentes. A legenda das curvas encontra-se na figura, da forma: xxxx rpm_y, onde os valores de xxxx correspondem ao valor da rotação e y corresponde ao número do ensaio.

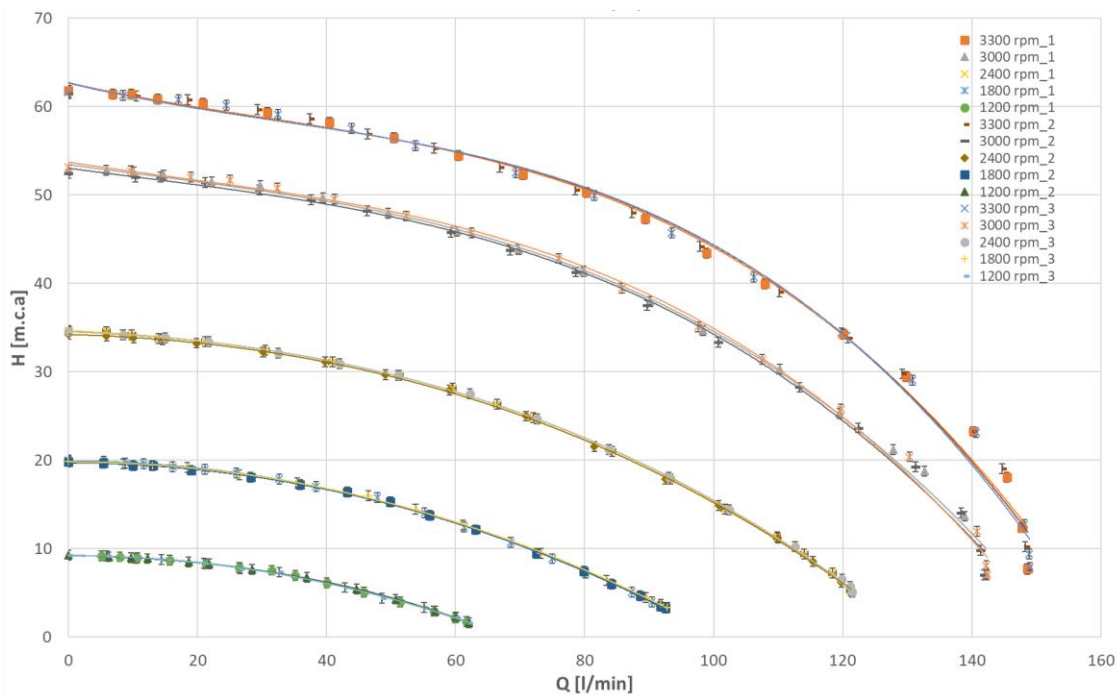


Figura 4-7. Curvas $H(Q)$ relativas a três conjuntos de ensaios.

Pode-se verificar que para todas as rotações os resultados apresentados são consistentes, e as curvas sobrepõem-se umas às outras tornando praticamente impossível distinguir entre os diversos ensaios. A repetibilidade da montagem experimental fica então bem patente.

Adimensionalizando os resultados dos três conjuntos de ensaios obtêm-se as curvas da Figura 4-8 que permite uma visão global de todos os resultados. Onde a distinção entre ensaios e rotações torna-se complexa devido ao número de curvas sobrepostas, no entanto, para os valores mais

baixos do coeficiente de caudal é possível verificar um pequeno descolamento das curvas a 1200 rpm.

Com a sobreposição dos três ensaios é possível verificar que a dispersão de pontos que ocorre para os maiores caudais é consistente em todos os ensaios. As razões para tal são apresentadas no capítulo 5.

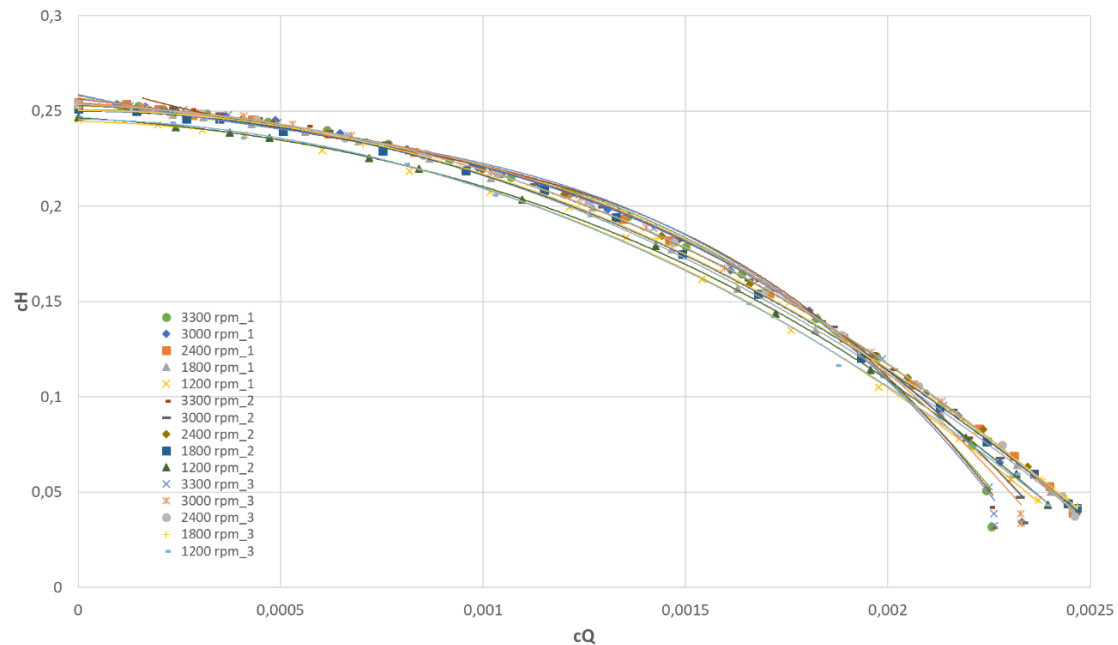


Figura 4-8. Curvas $cH(cQ)$ para o conjunto dos três ensaios.

Na Figura 4-9 apresentam-se as curvas $cP(cQ)$ relativas ao conjunto dos três ensaios. A escala do eixo dos yy agora utilizada permite observar claramente que o descolamento das curvas começa então nas 1800 rpm e não nas 1200 rpm como aparente na Figura 4-4.

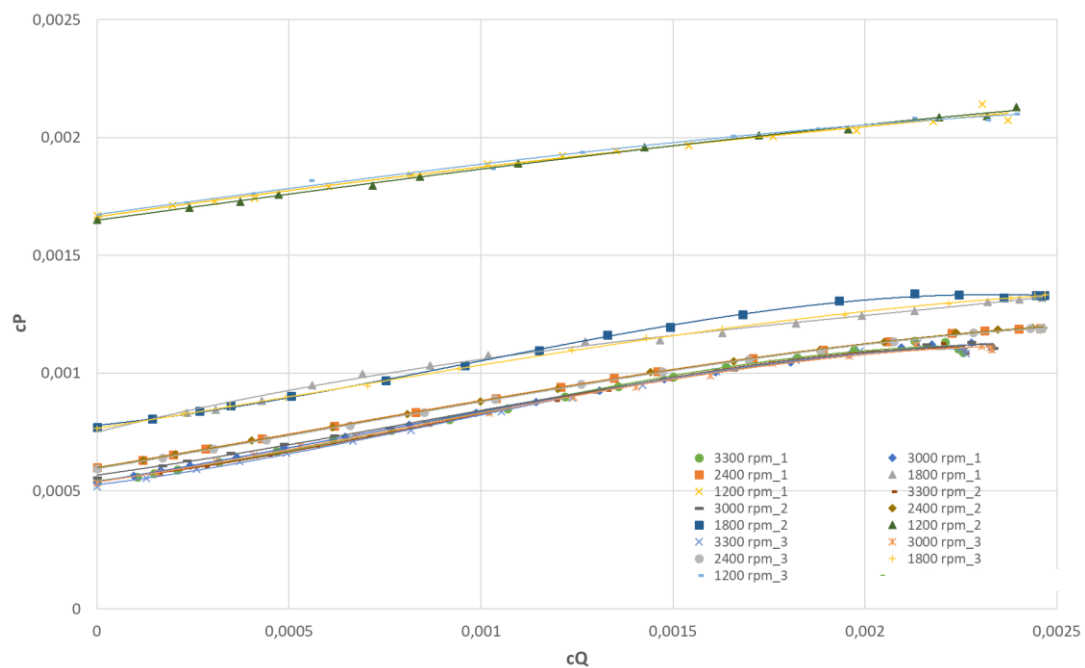


Figura 4-9. Curvas $cP(cQ)$ para o conjunto dos três ensaios.

Finalmente, na Figura 4-10, apresentam-se as curvas de rendimento correspondentes ao conjunto dos três ensaios. Note-se que o valor de η é baixo para este tipo de bomba, esta constatação é discutida em detalhe no capítulo 5.

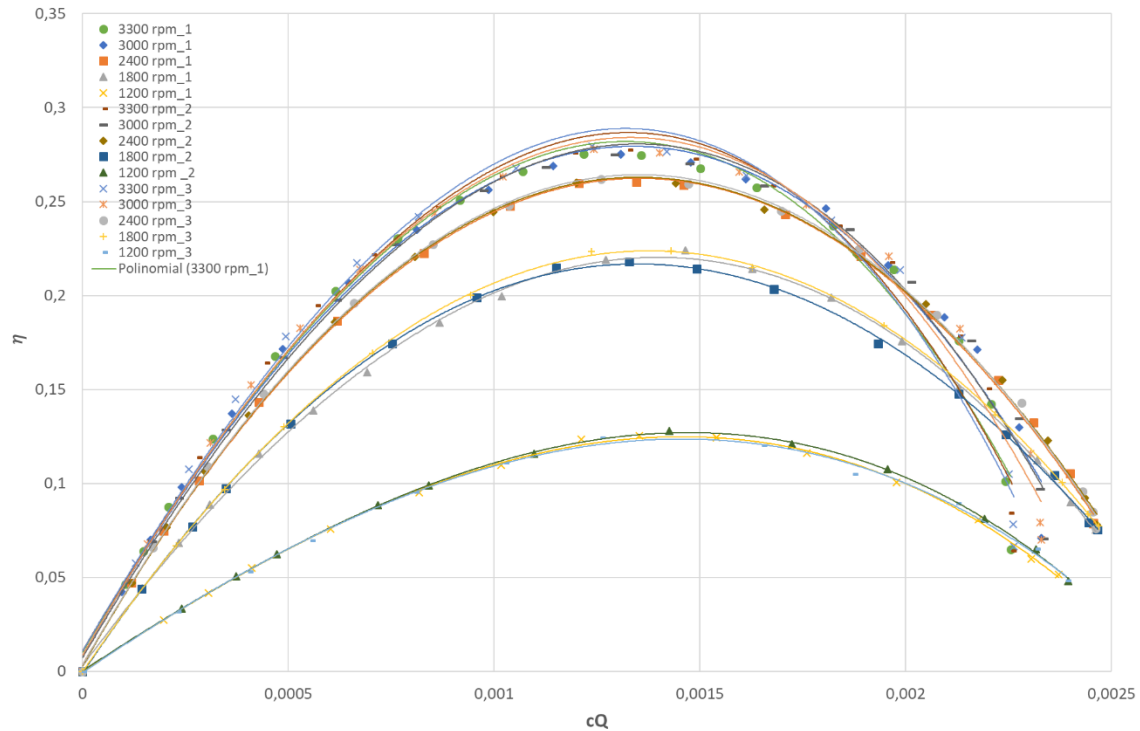


Figura 4-10. Curvas $\eta(cQ)$ para o conjunto dos três ensaios.

É então possível afirmar que os ensaios foram realizados com sucesso obtendo-se uma boa repetibilidade, sendo possível identificar claramente a influência do número de Reynolds.

Para as curvas do tipo $H(Q)$ os primeiros indícios de influência dos efeitos viscosos aparecem para valores de rotação inferiores a 1800 rpm. Já para o caso das curvas de rendimento é possível determinar que a partir das 2400 rpm começam a aparecer consequências associadas a estes efeitos.

5. CONCLUSÕES

5.1. Conclusão

Devido à natureza do trabalho desenvolvido, é conveniente diferenciar as conclusões relativas ao desenvolvimento da instrumentação do banco de ensaios, das conclusões de carácter hidráulico obtidas através dos ensaios experimentais.

I. Desenvolvimento da instrumentação.

A montagem experimental que existia no laboratório de Termodinâmica e Dinâmica de Fluidos, permitia apenas realizar ensaios numa gama de caudais limitada. Todas as variáveis eram medidas utilizando instrumentos clássicos (manómetros e rotâmetros). A instrumentação implementada permite escolher caudais em toda gama útil, e as variáveis podem ser medidas alternativamente através de transdutores ou de instrumentação clássica.

A utilização de um *Arduino Uno* para controlo e tratamento de sinal revelou-se uma boa opção, foi possível ligar todos os sensores a este dispositivo e tratar os sinais de forma satisfatória. A possibilidade de alterar a programação da placa tornou toda a montagem mais versátil. Considerando as outras alternativas comerciais, fornecidas pelos fabricantes dos diversos sensores, teria sido muito difícil conseguir gerir toda a informação através de uma só plataforma, exigindo então um controlador diferente para cada tipo de sensor elevando assim os custos totais deste projeto.

Dos sensores utilizados o caudalímetro é, sem dúvida, o mais dispendioso. Poderá ser tentador referir que um caudalímetro mais económico seria suficiente, contudo, de todas as opções no mercado nenhuma oferecia as características necessárias com um custo inferior. Numa fase preambular desta dissertação, chegou a ser considerado o desenvolvimento de um caudalímetro, porém, esta opção foi descartada pois o tempo necessário a este processo poderia por em causa a reformulação completa da instrumentação, que era o objetivo primordial.

A programação desenvolvida no *Arduino* permite ao utilizador escolher como pretende aceder aos valores obtidos através dos sensores: O caudal, a pressão a montante e a jusante da bomba e a velocidade de rotação podem ser visualizados diretamente no ecrã LCD. Esta opção dispensa a utilização de um computador pois o *Arduino* funciona de forma autónoma. O utilizador pode registar as variáveis manualmente e aferir sobre o funcionamento da bomba ou procedendo a um conjunto de fechos da válvula obter as curvas características da bomba. Se o utilizador pretender conhecer as variações temporais correspondentes ao sinal proveniente de cada transdutor

basta-lhe aceder à opção do programa que lhe permite gravar as respetivas séries temporais e efetuar o seu pós-processamento. Evidentemente, necessita de utilizar o *Arduino* e um computador.

A utilização de médias temporais no programa e do filtro passa-baixo foram eficazes na redução do ruído, mas, é importante alertar, que podem ser anulados picos no sinal que estejam relacionados com alterações rápidas no escoamento e que desta forma não poderão ser identificados. O banco de ensaios cumpre agora todos os objetivos propostos.

II. Ensaios.

Globalmente, os resultados experimentais foram muito satisfatórios relativamente aos objetivos propostos.

As curvas $H(Q)$ apresentam a forma típica das curvas de uma bomba centrífuga e foram determinadas com um erro inferior a 1 m.c.a.

As respetivas curvas $cH(cQ)$ obtidas por adimensionalização, permitiram verificar a independência do número de Reynolds para valores superiores a 1200 rpm. Para as rotações mais baixas, a dependência do número de Reynolds foi bem identificada confirmando a importância dos efeitos viscosos.

A dispersão dos pontos extremos das curvas $cH(cQ)$ deve-se essencialmente ao facto de serem pontos em que a bomba funciona a uma eficiência muito baixa, consequência de um elevado choque do escoamento nas pás. Na prática, estes pontos são pouco relevantes, indicando apenas que a bomba está a funcionar fora da sua gama de projeto. Do ponto de vista conceptual têm, no entanto, algum interesse pois demonstram os limites de validade das teorias desenvolvidas. Na verdade, a teoria elementar das turbomáquinas apoia-se na definição do triângulo de velocidades e na sua tangência à linha de camber das pás. Evidentemente, para os pontos experimentais em análise, o choque nas pás é violento o que promove escoamentos com alta vorticidade, que violam as hipóteses admitidas na teoria elementar.

Também no que diz respeito à análise dimensional, é possível interpretar esta descontinuidade das curvas na gama de projeto, onde a independência da cavitação foi verificada, mas, com o aumento do choque nas pás vão gerar-se zonas de elevada depressão, podendo provocar a vaporização do fluido (ou apenas gerar zonas de recirculação) criando assim a necessidade de mais uma variável adimensional para descrever o fenómeno.

Analisando as curvas de potência $P(Q)$ estas apresentam a forma esperada, típica de uma bomba centrífuga. Adimensionalizando as curvas $P(Q)$ obtêm-se as curvas $cP(cQ)$. A influência do número de Reynolds é mais intensa. Nos gráficos $cP(cQ)$ é possível identificar um descolamento claro das curvas referentes às 1800 rpm e analisando com especial cuidado é possível identificar indícios de afastamento nas curvas de 2400 rpm. Em comparação com as curvas $cH(cQ)$, onde os primeiros sinais de afastamento só apareciam a 1800 rpm.

Os valores máximos de rendimento foram obtidos durante o terceiro conjunto de ensaios, correspondente a uma rotação de 3300 rpm, com um valor de $\eta \approx 0.288$. É relevante recordar, que o valor de rendimento obtido experimentalmente corresponde ao conjunto de motor mais bomba. Através das informações do fabricante do motor [13] foi possível determinar que o motor possui um rendimento de 78.5% (para uma ligação de 400 V a 50 Hz). Conhecendo o rendimento do conjunto, e assumindo o valor de 78.5% para o rendimento do motor, o rendimento máximo da bomba será de $\approx 37\%$, ainda reduzido face ao típico uma bomba centrífuga.

Esta discrepância pode ter duas origens: alguma das variáveis (caudal, altura, potência) foi mal estimada, ou a qualidade da construção da bomba é fraca implicando um baixo rendimento.

A pressão obtida através dos transdutores foi comparada com a obtida através dos manómetros de Bourdon não tendo sido observado um erro superior a 5%. Os valores de caudal fornecidos pelo caudalímetro tinham um erro médio inferior a 2% quando comparados com os obtidos pelos rotâmetros. Por fim, o valor da potência foi obtido através de um analisador *Chauvin-Arnoux C.A.8334B* com erro anunciado de $\pm 1.5\%$ (dentro do intervalo de referência) [11]. Parece assim ser legítimo afirmar que as medições efetuadas não podem justificar tão grande discrepância no rendimento.

O fabricante da bomba apenas forneceu a curva $H(Q)$ (a 2900 rpm) nenhuma informação sobre o rendimento foi possível obter. Perante tanta incerteza, a bomba foi desmontada tendo-se constatado um acabamento superficial do estator muito rugoso e que o rotor, em plástico, apresentava diâmetro substancialmente reduzido face ao diâmetro da voluta. Parece assim, que a bomba pode, de facto, ter um baixo rendimento.

Pretendendo aferir quanto à qualidade da montagem experimental foi testada a repetibilidade os ensaios tendo-se realizado três ensaios para cada condição. Da observação da Figura 4-7 conclui-se que as curvas correspondentes apresentam diferenças inferiores a $\approx 2\%$.

Não obstante à repetibilidade estar garantida, foi possível identificar a principal causa da pequena dispersão entre curvas. Para efetuar ensaios nas mesmas condições deve-se utilizar a rotação obtida com o tacómetro em detrimento do valor da frequência lido diretamente do variador de frequências. De facto, constatou-se que a variação da temperatura influencia a velocidade de rotação. Um aumento de temperatura do motor causa um incremento da resistência dos enrolamentos e consequentemente uma diminuição da sua velocidade de rotação. Observou-se que, para situações em que a carga imposta ao motor era igual (por exemplo, válvula totalmente aberta) e o valor da frequência fixado no variador de frequências era a mesma, a rotação medida com o tacómetro apresentava diferenças. Tal facto resulta de o motor não estar à mesma temperatura em cada um dos ensaios. Concluindo, para garantir a repetibilidade, a velocidade de rotação da bomba deve ser verificada exclusivamente através do tacómetro.

5.2. Trabalhos Futuros

Com o objetivo de tentar completar o banco de ensaios, seria pertinente desenvolver uma maneira fiável de aferir fenómenos de cavitação e desta forma traçar a curva NPSH(Q). De acordo com a revisão bibliográfica efetuada, a monitorização da pressão dinâmica na conduta de aspiração é um bom indicador destes fenómenos [7]. A inclusão de um transdutor de pressão (associado a um tubo de *pitot*) na conduta de aspiração e um correto tratamento de sinal poderá ser uma hipótese para a determinação da curva NPSH(Q). É importante referir que a utilização do *Arduino* e um transdutor de pressão semelhante aos utilizados durante este trabalho apresentariam um desafio complexo, pois seria necessário verificar se a frequência de resposta do transdutor e a velocidade de processamento do *Arduino* serão suficientes para detetar inícios de cavitação.

Outras opções utilizadas para a determinação da cavitação passam pela utilização de microfones ou acelerómetros acoplados ao corpo da bomba. Acelerómetros do tipo MEMS têm tipicamente um custo reduzido e são vulgarmente utilizados em combinação com *Arduinos* apresentando resultados bastante satisfatórios no âmbito das vibrações mecânicas.

Neste trabalho, optou-se por analisar o rendimento do conjunto motor mais bomba, pois uma tentativa de aferir os rendimentos em separado, devido ao tipo de bomba que está montada na instalação, aumentaria de forma significativa a complexidade e o tempo necessário para a execução desta dissertação. A bomba utilizada durante a realização deste trabalho não permite que o corpo da bomba seja separado do motor elétrico que a aciona; todavia, num trabalho futuro, poder-se-ia optar pela substituição da bomba, ou pela modificação da bomba existente, de forma a que o conjunto motor-bomba fosse separado e se consiga aferir os respetivos rendimentos.

A modificação da bomba existente implicaria a modificação dos apoios e pontos de fixação com o intuito de acoplar uma célula de carga ao motor e assim determinar o binário transmitido ao veio. O processo de determinação experimental do rendimento de uma bomba encontra-se sucintamente explicitado no capítulo 2.5. Já o processo de modificação de uma bomba, para que seja possível determinar o binário transmitido e consequente rendimento, encontra-se explicado detalhadamente em [14].

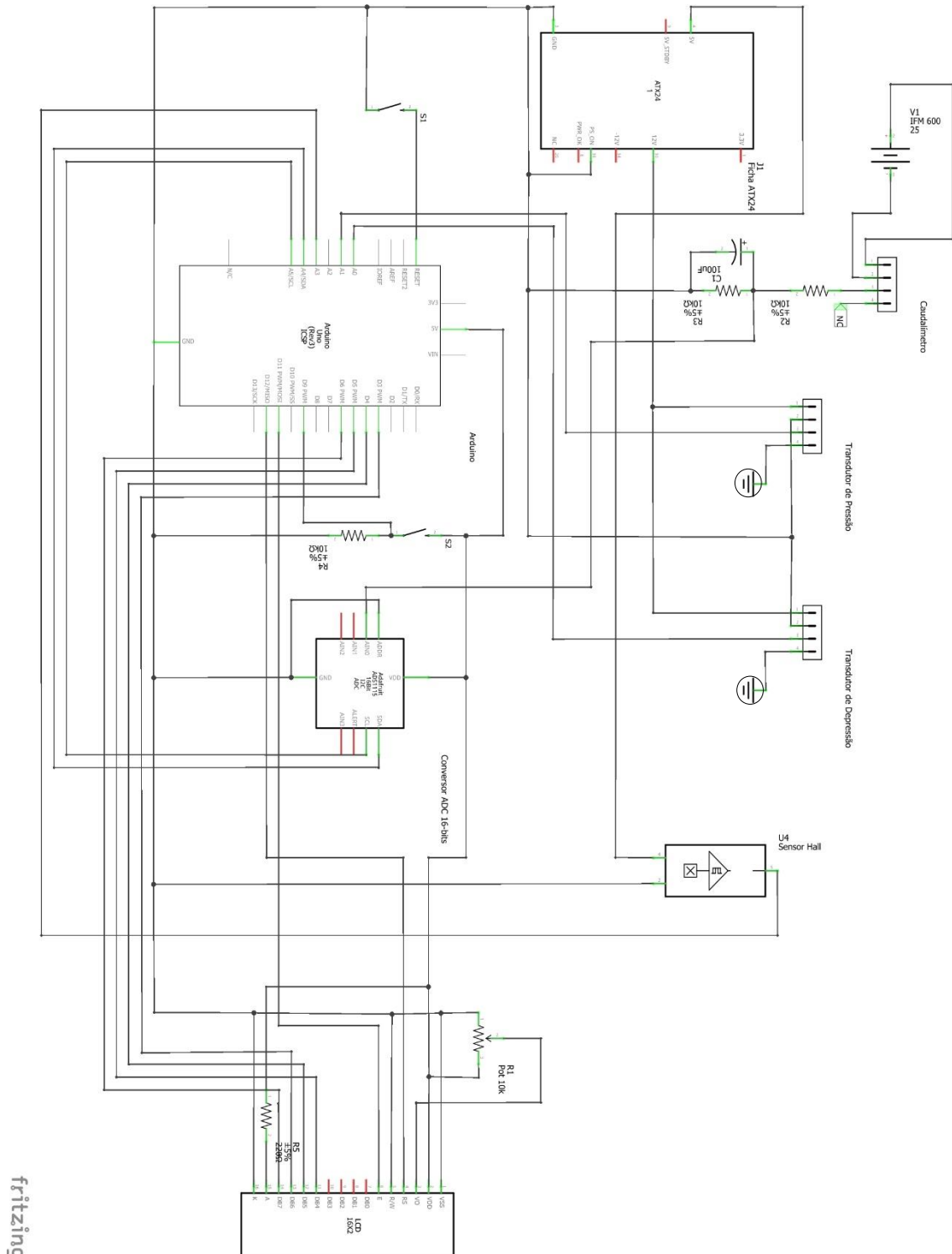
BIBLIOGRAFIA

- [1] S. I. Yannopolos, G. Lyberatos, A. N. Augelakis, e N. Theodossiou, «Water pumps through the Ages», n. IWA Regional Symposium on Water, pp. 22–24, 2014.
- [2] S. de B. Araujo, *Apontamentos de Máquinas Hidráulicas*. Monte da Caparica: Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa, 1997.
- [3] S. L. Dixon e C. A. Hall, *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, 7.^a ed. Oxford: Elsevier Inc., 2013.
- [4] «Axial Flow Pumps Information». [Em linha]. Disponível em: <http://www.pumpscout.com/all-pump-types/axial-flow-pumps-ptid99.html>. [Acedido: 12-Abr-2017].
- [5] G. Sulzer, *Sulzer Centrifugal Pump Handbook*, 3rd ed. Elsevier Advanced Technology, 1998.
- [6] F. M. White, *Fluid Mechanics*, 7.^a ed. New York: McGraw Hill, 2011.
- [7] J. Jensen e K. Dayton, «Detecting Cavitation in Centrifugal Pumps», *Orbit*, pp. 26–30, 2000.
- [8] M. Beyer, «The most common measuring principles for pressure sensors: thin-film, thick-film and piezoresistive sensors», 2011. [Em linha]. Disponível em: <http://blog.wika.com/knowhow/measuring-principles-sensors-thin-film-thick-film-piezoresistive/>. [Acedido: 20-Ago-2017].
- [9] WIKA, «High-quality pressure transmitter for general industrial applications Model S-10». WIKA, 2016.
- [10] Ifm, «Operating instructions Magnetic-inductive flow meter». ifm electronic, pp. 7, 17, 21, 2014.
- [11] «Three phase power quality analyser». Chauvin-Arnoux, Paris, pp. 27–36, 2006.
- [12] «Arduino ADS1115 Module Getting Started Tutorial». [Em linha]. Disponível em: <http://henrysbench.capnfatz.com/henrys-bench/arduino-voltage-measurements/arduino-ads1115-module-getting-started-tutorial/>. [Acedido: 04-Mai-2017].
- [13] «ASA 90S-2 Ex d 2GD IIC T4», *Universal Motors*, 2017. [Em linha]. Disponível em: <http://www.universalmotors.pt/pg45-produto-21-ii-polos-3000-rpm-pt?potcv=2&potkw=1.5&tipo=ASA 90S-2 Ex d 2GD IIC T4>. [Acedido: 28-Jul-2017].
- [14] C. E. Valentim e D. Lauria, «Development of a Hydraulic Flow Pump Test Bench», *19th Int. Congr. Mech. Eng.*, 2007.
- [15] I. J. Karassik, J. P. Messina, P. Cooper, e C. C. Heald, *Pump handbook*, 3.^a ed., vol. 22, n. 6. McGraw Hill, 1976.
- [16] L. Beijing Derkor Energy Technology Co., «How does rampump work», 2017. [Em linha]. Disponível em: <http://www.rampumps.net/newsitem/277791357>. [Acedido: 20-Mai-2017].
- [17] «Axial flow centrifugal pump», *Encyclopedia Britannica*, 1996. [Em linha]. Disponível em: <https://www.britannica.com/technology/axial-flow-centrifugal-pump>. [Acedido: 12-Abr-2017].
- [18] «Bomba centrífuga». [Em linha]. Disponível em: http://www.wikiwand.com/pt/Bomba_centrífuga. [Acedido: 12-Abr-2016].
- [19] L. M. Gil, «Aula MH - Generalidades sobre máquinas Hidráulicas», Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa, Monte da Caparica, 2016.
- [20] R. K. TURTON, *Principles of turbomachinery*, 2.^a ed., vol. 1. Chaoman & Hall, 1995.
- [21] L. M. Gil, D. C. Vaz, e J. L. de Carvalho, «Determinação da curva característica de uma bomba», Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa, Monte da Caparica, 2009.

- [22] O. K. S. J. Jayapandian, K. Prabakar, «Measure Laser Power With A Modified MEMS Pressure Sensor», 2013. [Em linha]. Disponível em: <http://www.radiolocman.com/review/article.html?di=148185>. [Acedido: 20-Ago-2016].
- [23] «Como funcionam os sensores de Efeito Hall», 2014. [Em linha]. Disponível em: <http://www.newtoncbraga.com.br/index.php/como-funciona/6640-como-funcionam-os-sensores-de-efeito-hall-art1050>. [Acedido: 04-Mai-2017].

ANEXO A

Esquema de ligações



ANEXO B

Código implementado no *Arduino*

```
#include <LiquidCrystal.h>
#include <Wire.h>
#include <Adafruit_ADS1015.h>

LiquidCrystal lcd(9, 8, 5,4,3,6);

Adafruit_ADS1115 ads(0x48);

int imprimirPin = 13 ;
int imprimir ;

int contador = 0;

int16_t adc0; //para o ADC de 16-bit pino0 = cau0064alimetro
////////////////////
int sensorAsp = A1;    //ligar o sensor de Pressão de ASPIRAÇÃO no pino
#A1
int sensorComp = A0;   // ligar o sensor de Pressão de COMPRESSÃO no
pino #A0
float sensorValAsp;
float sensorValComp;
float pressaoAsp;
float pressaoComp;

//////// RPM //////////
int refsig = 800; //valor de referencia para separar o sinal útil do
ruído
float val; //o valor digital do sinal analógico
float prev_val = 0;
unsigned long t, cur_t; // variáveis de tempo, longas para poder ver
sinais mais pequenos
double rotacao =0;
double X =0;

//////// ASPIRAÇÃO //////////
const int numReadingsAsp = 30;
int readingsAsp[numReadingsAsp];    // leituras do input analógico
na aspiração
int readIndexAsp = 0;                // o índice da leitura atual
int totalAsp = 0;                    // o total corrente
int averageAsp = 0;                  // a media

//////// COMPRESSÃO //////////
const int numReadingsComp = 30;
int readingsComp[numReadingsComp];   // leituras do input
analogico na compressao
int readIndexComp = 0;                // o índice da leitura atual
int totalComp = 0;                    // o total corrente
int averageComp = 0;                  // a media

//////// CAUDAL //////////
float caudal;
const int numReadingsCaudal = 60;
int readingsCaudal[numReadingsCaudal];    // leituras do input
analogico no caudal
int readIndexCaudal = 0;                // o índice da leitura atual
```



```

    long totalCaudal = 0;                                // o total corrente
    float averageCaudal = 0;                             // a media

void setup() {
    // put your setup code here, to run once:

    for (int thisReadingCaudal = 0; thisReadingCaudal < numReadingsCaudal;
        thisReadingCaudal++) {
        readingsCaudal[thisReadingCaudal] = 0;
    }
    for (int thisReadingAsp = 0; thisReadingAsp < numReadingsAsp;
        thisReadingAsp++) {
        readingsAsp[thisReadingAsp] = 0;
    }
    for (int thisReadingComp = 0; thisReadingComp < numReadingsComp;
        thisReadingComp++) {
        readingsComp[thisReadingComp] = 0;
    }

    Serial.begin(115200);
    delay(250);
    ads.begin();
    //////////////////////////////////// IMPRIMIR ////////////////////////////////////
    Serial.println("CLEAR SHEET"); // clears sheet starting at row 1
    Serial.println("LABEL, PressaoAsp, PressaoComp, Caudal, Rotacao, Potencia");
    ;
    ////////////////////////////////////
    lcd.begin(20,4);
    delay(1000);
    lcd.setCursor(0,0);
    lcd.print("-----");
    lcd.setCursor(2,1);
    lcd.print("* Data_Logging *");
    lcd.setCursor(0,2);
    lcd.print("-----");

    delay (500);

    lcd.setCursor(1,3);
    lcd.print("Tiago_Barreto V:7.1");
    delay(1000);
    lcd.clear();

    lcd.setCursor(0,0);
    lcd.print("P.Aspecto:");
    lcd.setCursor(0,1);
    lcd.print("P.Comp:");
    lcd.setCursor(0,2);
    lcd.print("Caudal:");
    lcd.setCursor(0,3);
    lcd.print("Rotac.:");

    lcd.setCursor(17,0);
    lcd.print("bar");
    lcd.setCursor(17,1);
    lcd.print("bar");
    lcd.setCursor(17,2);
    lcd.print("l/m");
    lcd.setCursor(17,3);
    lcd.print("rpm");
    ////////////////////////////////////

```

```

pinMode(sensorComp, INPUT);
pinMode(sensorAsp, INPUT);
pinMode(imprimirPin, INPUT);
pinMode(A3, INPUT);
}

void loop() {

    if (contador <= 60 ){

//////////////////// CAUDAL //////////////////////

        // subtrai a ultima leitura:
        totalCaudal = totalCaudal - readingsCaudal[readIndexCaudal];
        // leitura do sensor:
        adc0 = ads.readADC_SingleEnded(0);
        delay(3);
        readingsCaudal[readIndexCaudal] = adc0;

        // soma a leitura ao total:
        totalCaudal = totalCaudal + readingsCaudal[readIndexCaudal];
        // avança para a proxima posicao do array:
        readIndexCaudal = readIndexCaudal + 1;

        // se chegar ao fim do array...
        if (readIndexCaudal >= numReadingsCaudal) {
            // ...retorna ao inicio:
            readIndexCaudal = 0;
        }

        // calcula o valor medio:
        averageCaudal = totalCaudal / numReadingsCaudal;

        caudal = (((averageCaudal*0.0113)+0.4699)) ;// através de calibração
        experimental

        caudal = round(caudal/0.02)*0.02;

        delay(2);

        if (caudal <= 2.06) {
            caudal =0 ;
        }

//////////////////// ASPIRAÇÃO //////////////////////

        // subtrai a ultima leitura:
        totalAsp = totalAsp - readingsAsp[readIndexAsp];
        // leitura do sensor:
        readingsAsp[readIndexAsp] = analogRead(sensorAsp);
        delay(5);
        // soma a leitura ao total:
        totalAsp = totalAsp + readingsAsp[readIndexAsp];
        // avança para a proxima posicao do array:
        readIndexAsp = readIndexAsp + 1;

        // se chegar ao fim do array...
        if (readIndexAsp >= numReadingsAsp) {
            // ...retorna ao inicio:
            readIndexAsp = 0;
        }
    }
}

```

```

    }

    // calcula o valor medio:
    averageAsp = totalAsp / numReadingsAsp;

    sensorValAsp = (averageAsp);

delay(2);

////////// COMPRESSÃO //////////

    // subtrai a ultima leitura:
    totalComp = totalComp - readingsComp[readIndexComp];
    // leitura do sensor:
    readingsComp[readIndexComp] = analogRead(sensorComp);
    delay(5);
    // soma a leitura ao total:
    totalComp = totalComp + readingsComp[readIndexComp];
    // avança para a proxima posicao do array:
    readIndexComp = readIndexComp + 1;

    // se chegar ao fim do array...
    if (readIndexComp >= numReadingsComp) {
        // ...retorna ao inicio:
        readIndexComp = 0;
    }

    // calcula o valor medio:
    averageComp = totalComp / numReadingsComp;

    sensorValComp = (averageComp);

////////// valores em bar //////////

    pressaoAsp = (((sensorValAsp*1)/1023)-1); // Valor em bars

    pressaoComp = (((sensorValComp*10)/1023));

delay(2);

if (pressaoComp == 0 and caudal == 0 and rotacao == 0) {
    pressaoAsp=0;
}

//////////

lcd.setCursor(7,0);
lcd.print("      ");
lcd.setCursor(8,1);
lcd.print("      ");
lcd.setCursor(8,2);
lcd.print("      ");
lcd.setCursor(8,3);
lcd.print("      ");

if (pressaoAsp ==0 ){
    lcd.setCursor(9,0);
}

else{
    lcd.setCursor(8,0);
}

```

```

}
lcd.print(pressaoAsp, 2);
lcd.setCursor(9,1);
lcd.print(pressaoComp, 2);
lcd.setCursor(9,2);
lcd.print(caudal,2);
lcd.setCursor(9,3);
lcd.print(rotacao,1);
}

////////////////////////////////////

if (contador > 60 ) {

int sig = analogRead(A3); //lê o valor não tratado do sinal analógico

    if (sig > refsig) val = HIGH; //converte para um sinal digital de 0
ou 1
    else val = LOW;0;

    if (prev_val == 0 && val == 1) { //verifica o pico
        cur_t = micros();
        X= (cur_t - t);
        rotacao = ((1000000 * 60 )/ X ); //calcula as rotações*60 para
rpm

        t = micros();

    }

    prev_val = val;

}

if (contador > 10000){
    contador =0;
}

imprimir = digitalRead(imprimirPin);

if (imprimir == HIGH) {
Serial.println( (String) "DATA," + pressaoAsp + "," +pressaoComp + ","
+ caudal + "," + rotacao ) ;
delay(500);
}
if (pressaoComp == 0 and caudal == 0) {
    rotacao=0;
}
contador = contador + 1;
}

```